

VŠB- TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA  
FAKULTA STROJNÍ  
KATEDRA VÝROBNÍCH STROJŮ A KONSTRUOVÁNÍ

**Výukový stend pro simulaci provozních  
stavů turbíny**

Educational Testing Bench for simulation working state  
of turbine

Student: Jan Ripel

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jan Blata

Ostrava 2011

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## Zadání bakalářské práce

Student:

**Jan Ripel**

Studijní program:

**B2341 Strojírenství**

Studijní obor:

**2301R023 Technická diagnostika, opravy a udržování**

Specializace:

**70 Technická diagnostika, opravy a udržování**

Téma:

**Výukový stand pro simulaci provozních stavů turbíny  
Educational Testing Bench for Simulation Working State of Turbine**

Zásady pro vypracování:

V bakalářské práci zpracujte technické podklady pro tvorbu výukového standu pro simulaci provozních stavů turbíny. Dále rozeberte problematiku diagnostiky turbín. Proveďte celkovou analýzu a vyhodnocení naměřených dat.

V rámci zadání zpracujte:

1. Rešerši a analýzu dané problematiky.
2. Ideově technický návrh řešení dané problematiky.
3. Zpracujte aplikaci na daný objekt.
4. Proveďte konkrétní provozní vyhodnocení.

Další bližší specifikace provede vedoucí bakalářské práce a firma Adash, spol. s r.o.

Seznam doporučené odborné literatury:

HELEBRANT, F. – ZIEGLER, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost II – Vibrodiagnostika*. VŠB – TU Ostrava, Ostrava 2004, 1. vydání, 178 s., ISBN 80 – 248 – 0650 – 9.

TŮMA, J.: *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Sdělovací technika Praha 1997, 174 s., ISBN 80-901936-1-7.

MILÁČEK, S.: *Měření a vyhodnocování mechanických veličin*. ČVUT v Praze 2001, 231 s., ISBN 80.01-02417-2

JENČÍK, J. – VOLF, J. A KOL.: *Technická měření*. ČVUT v Praze 2003, 212 s., ISBN 80-01-02138-6

*Podkladové materiály - ADASH s.r.o., Brüel Kjaer, SKF Ložiska a.s.*

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

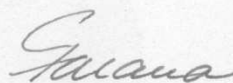
Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jan Blata**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: ..... 20.5. 2011 .....

.....  
podpis studenta



### Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby

V Ostravě: ..... 20.5. 2011 .....

.....  


podpis studenta

Ripel Jan

Opava, Rooseveltova 2677/6

# ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Ripel, J. *Výukový stend pro simulaci provozních stavů turbíny* Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011, 53 s. Bakalářská práce, vedoucí práce Blata, J.

Tato bakalářská práce se zabývá působením vibrací na součásti strojů, které pracují v určitém frekvenčním prostředí. Ve své teoretické části pak zkoumá reakce konkrétních součástí na frekvence, které ovlivňují jejich fyzikální stavy, a příčiny těchto škodlivých vlivů.

Dále pak návrh a výroba stendu, na kterém budeme simulovat rotující turbínu, a diagnostika tohoto stendu pomocí přístroje 4400 VA4Pro od Firmy ADASH spol. s.r.o.. Na stendu tedy budeme provádět:

- Dynamické vyvažování ve dvou rovinách pomocí závaží přidávaných na tělesa rotoru
- Vyhodnocení amplitudy kmitání při rozběhu před a po vyvažování
- PTK – zviditelnění pohybu celé konstrukce pomocí metody provozních tvarů kmitu

## ANNOTATIONS OF THE THESIS

Ripel, J. *Educational testing bench for simulation working state of turbine*. Ostrava: Department of Processing Machinery and Design, Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Ostrava, 2011, 53 p. Bachelor Thesis, Supervisor : Blata, J.

This thesis deals with the effects of vibration on the machine components that operate in a frequency environment. The theoretical part examines the reactions of specific components to frequencies that affect physical conditions of components, and the causes of these harmful effects.

In the next chapter is the design of the stand and its utilization described. The device allow to simulate the rotating turbine, and the diagnosis of that stand by using analyzer 4400 VA4Pro from Adash spol. s.r.o. The stand is designated for following operations:

- dynamic balancing in two planes with weights added on the rotor
- evaluation of the amplitude of vibration during start-up before and after balancing
- display of operational deflection shapes of bearing houses

## Obsah

Úvod.....	8
1 Frekvenční vlastnosti součástí.....	10
1.1 Frekvence generované (vynucené).....	10
1.11 nevyváha.....	10
1.12 lopatková frekvence.....	11
1.13 zubová frekvence.....	11
1.2 Vlastní frekvence.....	12
2 Příčiny vibrací strojních součástí.....	20
2.1 nevyváha rotačních součástí.....	20
2.11 příčiny nevyváženosti.....	21
2.2 Nesouosost.....	24
2.3 Mechanické uvolnění.....	28
3 Vyvažování.....	32
3.1 Základní pojmy.....	32
3.2 Druhy nevyváhy.....	32
4 Konstrukce modelu výukového stendu.....	34
4.1 Součásti stendu.....	35
5 Fotodokumentace montáže výukového stendu.....	38
6 Provozní vyvažování.....	40
6.1 Přístroj.....	40
6.2 Vyvažování v modulu balancer.....	41
7 Měření vibrací rozběhu v modulu Run up.....	45
8 Vyhodnocené měření PTK.....	48
Závěr.....	50
Použitá literatura.....	53

## Seznam použitých značek.

AF	zesilovací faktor	[-]
f	frekvence	[Hz]
$\lambda$	vlnová délka	[mm]
RPM	otáčky	[ot/min]
	amplituda	[mm/s]
$m_n$	hmotnost nevývahy	[g]
O	osa	[-]
T	těžiště	[-]
S	posunuté těžiště	[-]
e	excentricita	[mm]
$\varphi$	úhel vychýlení	[°]
$R_n$	poloměr nevývahy	[mm]
	výkon	[W]
K	kanál	[-]
	fáze	[°]
	úspěšnost vyvážení	[%]



## Úvod

Frekvenční vlastnosti technických soustav patří mezi základní parametry každého stroje, které jsou stejně důležité jako rozměry či výkon. Každý rotační stroj generuje vibrace a porozumění jak tyto harmonické jevy mohou ovlivnit jeho chod vede k delší životnosti stroje.

Tato bakalářská práce se zabývá studií vyukového stendu, který přiblíží studentům či školeným pracovníkům, pro které je určen, práci s rotorem v určitém frekvenčním prostředí. Stend bude schopen simulovat různé závady jako například nevývahu, špatné ukotvení či vadu ložiska a další. Úkolem výše zmíněných osob pak bude provést analýzu dané simulované závady, která vede ke zvýšené hladině vibrací stendu, a poté navrhnout úpravy stendem umožněné, čímž dojde ke snížení amplitud vibrací do předem zvolených parametrů.

Celá sestava bude poháněna třífázovým elektromotorem, který bude zapojen přes frekvenční měnič. Díky frekvenčnímu měniči bude motor schopen plynule zvyšovat otáčky pro simulaci rozběhu či doběhu, nebo zjistit rezonanční frekvenci, která je úzce spojena s vlastní frekvencí, danou tuhostí konstrukce.

Do výuky na tomto stendu tedy neodmyslitelně patří i získání znalostí o frekvenčních vlastnostech součástí, kterými začíná tato bakalářská práce. Ty jsou rozděleny podle toho, zda měřené vibrace jen popisují frekvenci hnaných mechanismů a pocházejí tedy z např. zapadávání zubů převodovky, či zvýšené hodnoty amplitudy kmitu popisují frekvenci otáčení, ve které se nachází vlastní frekvence některé ze součástí.

Jsou-li vibrace značné, pak je nutné znát příčinu, abychom byli schopni stroj dostat do stavu schopného provozu. Využitím znalostí získaných na tomto stendu, bude údržba stroje schopna reagovat na frekvenční odezvu poruchy daleko dříve, než dojde k poškození některých z částí. Tím přejde údržba do tzv. prediktivního systému údržby, který značně prodlouží životnost všech takto udržovaných strojů. V kapitole 2 je uvedeno několik hlavních příčin těchto nežádoucích jevů a způsobů, díky kterým zjistíme, že se jedná právě o poruchu danou konkrétní příčinou.

# 1 Frekvenční vlastnosti součástí

Základní rozdělení vibrací podle frekvence můžeme řadit do tří kategorií. Jsou to:

- frekvence generované (vynucené)
- vlastní frekvence
- frekvence způsobené elektrickým fenoménem neboli elektrickými jevy. Poruchou síťové frekvence na 0Hz až 100Hz, či nesymetrie elektromagnetického pole apod. (těmito frekvencemi se nebudeme zabývat)

## 1.1 frekvence generované (vynucené)

Vynucené frekvence jsou všechny frekvence generované strojem. Jsou to například frekvence generované vibracemi jdoucími od zdrojů, kterými jsou neváha, lopatková frekvence (frekvence se kterou se otáčí lopatky rotoru), zubová frekvence převodu, různé frekvence od valivých ložisek, frekvence od valivých tělísek na vnějším i na vnitřním kroužku ložiska a vlastní frekvence valivých tělísek. Generované frekvence jsou nejsnáze identifikovatelné, protože tato data jsou lehká zpracovatelná, známe-li vnitřní geometrii a rychlost stroje.

### 1.11 neváha

Má-li rotující sestava hmotnostní neváhu, bude se nám generovat na signálu jako sinusoida s velmi malým zkreslením. Tento signál můžeme právě dobře zviditelnit v časové oblasti spektra, což znamená, že frekvenční spektrum bude mít spektrální čáry rozmístěny v závislosti na rychlosti stroje. Například na ventilátoru s neváhou, na kterém naměříme 1776RPM, bude mít jednu spektrální čáru na 29,6 Hz.

### 1.12 lopatková frekvence

U většiny čerpadel a ventilátorů lze lopatkovou frekvenci vypočítat jednoduchým vztahem - počet lopatek krát rychlost. Vysoké hodnoty ve spektru pak naznačují:

- nahromadění dopravovaného materiálu na lopatce
- úbytek materiálu na lopatce vlivem kavitace a dalších dějů
- zavádění lopatek a jiných rotačních součástí o jiné součásti v blízkosti rotoru
- uvolnění některé ze součástí stroje

Například: lopatky ventilátoru rotují rychlostí 1776 RPM. Pak:

$$\frac{1776RPM}{60} = 29,6Hz$$

Pak  $29,6Hz \times 4 \text{ lopatky} = 118,4Hz$  = lopatková frekvence ventilátoru [1]

### 1.13 zubová frekvence

Zubovou frekvenci můžeme běžně zaznamenat snímáním vibrací z převodovky nebo přímo ze soukolí. Výpočet zubové frekvence je podobný jako u ventilátoru a je vyjádřen počtem zubů na ozubeném kole krát rychlost převodu. Pro 2 ozubená kola v záběru je zubová frekvence stejná. Vychází to z úvahy o tom, že procentuelně poměr zubů k rychlosti je stále konstantní. V ozubeném soukolí mají tedy všechna ozubená kola stejnou zubovou frekvenci. Vibrace je způsobena zapadáváním zubů do sebe.

Například: Hnací kolo, které má 67 zubů, je v záběru s pastorkem, který má 22 zubů. Hnací kolo je otáčeno s frekvencí 6,4Hz.

- a) Jaká je zubová frekvence?
- b) Jaká je rychlost (frekvence) se kterou se otáčí pastorek?

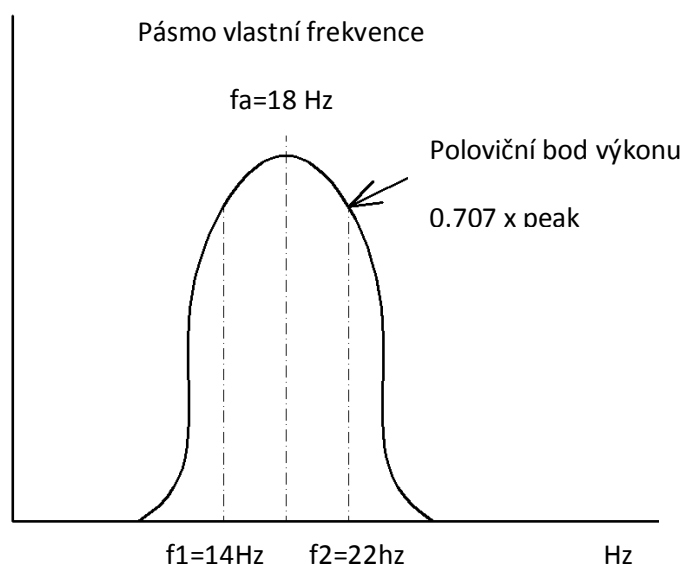
a) Zubová fr. =  $67 \times 6,4 = 428,8Hz$  [2]

b)  $\frac{428,5Hz}{22zubů} = 19,5Hz$  [3]

## 1.2 Vlastní frekvence:

Vlastní frekvence je frekvence každé součásti, kdy dochází ke zvýšení hladiny vibrací. Každá součást má svou vlastní frekvenci. Když je generovaná frekvence naladěna na vlastní frekvenci součásti nebo když sám stroj generuje tuto frekvenci, dochází k rezonanci. Vlastní frekvence jsou často označovány jako samostatné frekvence. Vibrace se zvyšuje v pásmu frekvencí právě kolem vlastní frekvence systému. Amplituda chvění tohoto pásma pak závisí na schopnosti tlumení systému.

Když mluvíme o vlastní frekvenci, tak máme většinou na mysli střední frekvenci. Vlastní frekvence může být vyvozena i harmonickým pohybem v případě, že stroj pracuje v polovině tzv. bodu výkonu pásma vlastní frekvence a má dostatek energie. Tzv. poloviční body výkonu jsou v pásmu 3dB od centra této frekvence. Kmitočtový rozsah mezi těmito polovičními body výkonu se nazývá šířka pásma vlastní frekvence



Obr. 1.1 Pásmo 3dB okolo vlastní frekvence při střední tuhosti

Hodnota tohoto pásma 3dB od vlastní frekvence je 0,707 x maximální hodnota amplitudy, což vytváří pravidlo o 10% přípustné frekvence na každé straně od středové frekvence. Pokud na systém působí frekvence, která se vyskytuje v rámci pásma vlastních frekvencí a má dostatek energie, může dosáhnout vrcholu amplitudy. Pojem kritické otáčky je již srozumitelnější. Jestliže se totiž frekvence otáčení rotoru přiblíží do pásma vlastní rezonance, zvyšují se vibrace, čímž se zvyšuje riziko poruchy stroje či jeho součástí.

Tlumení je měřítkem stroje a určuje schopnost stroje absorbovat energii. Relativně má tedy signál netlumeného kmitání poměrně vysokou amplitudu a zároveň poměrně úzké pásmo okolo střední frekvence. Oproti tomu signál získaný z relativně dobře tlumeného systému se

na displeji může vykreslovat jako nízká amplituda s relativně širokým pásmem okolo střední frekvence.

Obrázek 1.1 znázorňuje frekvence poměrně dobře tlumené konstrukce. Přitom  $f_a$  je střední frekvence o velikosti 18Hz. Frekvence  $f_1$  je spodní polovinou bodu výkonu a její velikost je 14Hz. Frekvence  $f_2$  je pak vyšší pásmo frekvencí poloviny bodu výkonu s hodnotou 22Hz. Z těchto informací jsme schopni vypočítat tzv. zesilovací faktor  $AF$  (amplification factor):

$$AF = \frac{f_a}{(f_2 - f_1)} = \frac{18}{(22 - 14)} = \frac{18}{8} \quad [4]$$

Většina odborníků se shoduje, že zesilovací činitel by neměl být větší než 8. Ke stejným výsledkům můžeme dojít i v případě, že místo hertzů budeme používat RPM.

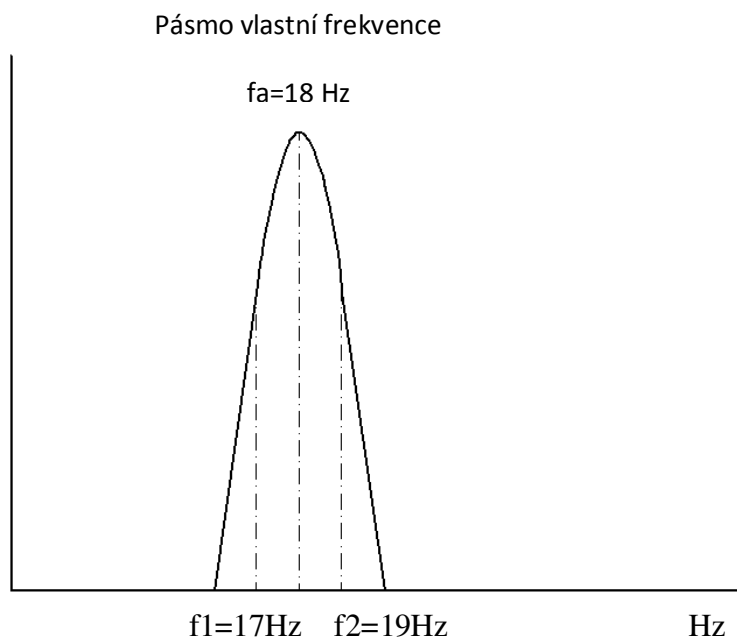
Obrázek 1.2 na další straně obsahuje velmi dobře tlumenou konstrukci s frekvencemi:

$$f_a = 18 \text{ Hz}, f_1 = 17\text{Hz} \text{ a } f_2 = 19\text{Hz}$$

$$\text{pak tedy } AF = \frac{18}{(19 - 17)} = \frac{18}{2} \text{ čili } AF = 9 \quad [5]$$

Některé normy pro stroje obsahující kluzná ložiska vyžadují maximální hodnoty zesilovacího činitele méně než 8. Nicméně u valivých ložisek je těžké tento koeficient dostat pod hodnotu 12.

Stroj dle obrázku 1 tedy může pracovat od 0 do 840 Hz pod kritikem a od 1320 Hz nad kritickými otáčkami. Z těchto důvodů jsou u strojů omezené pracovní rozsahy. Nicméně když budete pracovat v pásmu kritických otáček, problémy nebudou tak velké jako u stroje, jehož frekvenční rozhraní vidíme na obrázku 1.2, u kterého je pracovní rozsah značně menší. Jestliže bychom se rozhodli pracovat v oblasti blízko kritických otáček, mohly by se objevit silné vibrace, které by mohly poškodit jak samotný rotor, tak vlivem rázů i jiné součásti stroje, např. ukotvení. [2]



Obr. 1.2 Pásmo okolo vlastní frekvence při vysoké tuhosti

Vlastní frekvence nám může být také nápomocná, jestliže signál této frekvence použijeme jako budič a snímačem měříme vibrace systému. To obvykle provádíme u strojů, u kterých jsou vlastní frekvence vyvozeny periodickým pohybem, například rázy. V tomto případě může být přítomna vlastní frekvence se spektrálními čarami v postranních pásmech. Počet těchto spektrálních čar je pak určen zkreslením tvaru kmitu a vlastním tlumením soustavy. Rozdíl mezi frekvencemi spektrálních čar pak určuje jejich frekvence nebo zdroj buzení. Je možné, že soustava bude mít více než jednu vlastní frekvenci, což by v případě harmonického opakování těchto přechodů mohlo vést k degradaci materiálu.

Na obrázku 1.3 můžeme pozorovat vyvození vlastní frekvence. V případě, že odstraníme zdroj buzení, nebude jím pak vlastní frekvence vybudena. Například u valivých ložisek dojde k odstranění olejového filmu a uvnitř ložiska dojde ke styku kov na kov mezi valivými elementy a oběžnou drahou vnitřního nebo vnějšího kroužku, může nastat stav, kdy vlastní frekvence bude vyvozena nesprávnou funkcí ložiska jako na obrázku 1.4. Tento problém lze poměrně jednoduše odstranit přidáním oleje nebo změnou viskozity maziva. Nejhorší případ nastane, když generovaná frekvence je přímo frekvencí vlastní. V takovém případě se amplituda může dostat velmi vysoko. Nejjednodušším řešením je změna generované frekvence nebo zvýšení vlastní frekvence nad oblast generované frekvence.

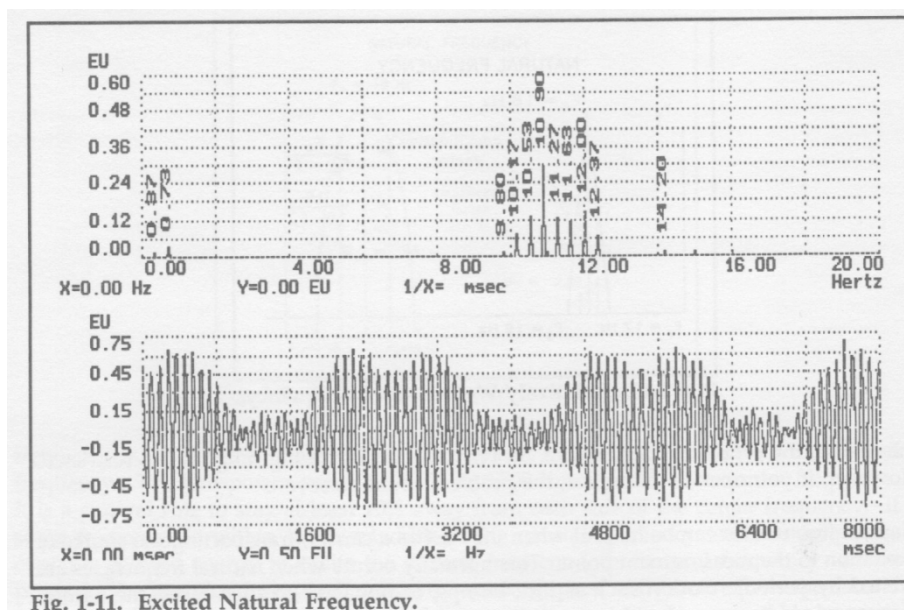


Fig. 1-11. Excited Natural Frequency.

Obr. 1.3 vybuzení vlastní frekvence (hodnoty amplitudy jsou v jednotkách inch) [2]

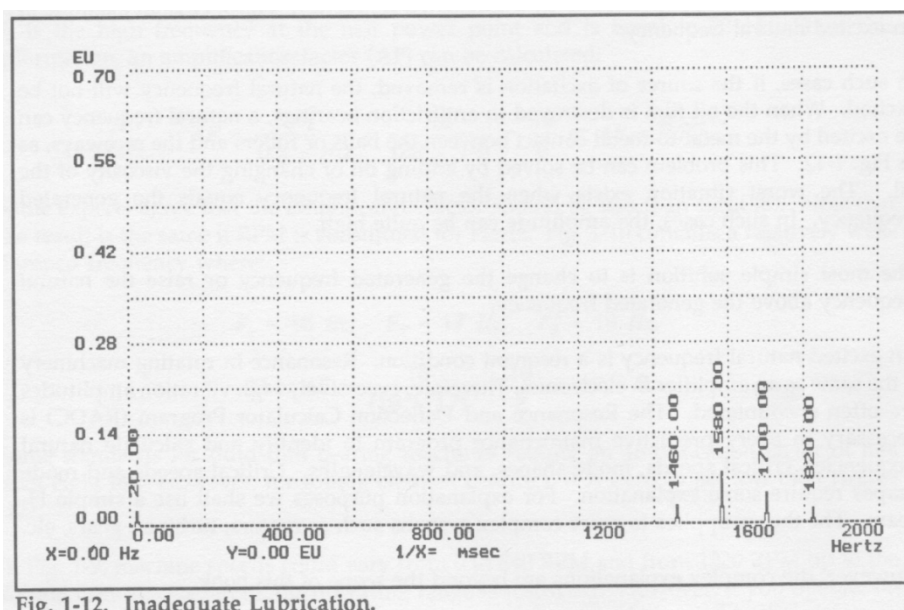


Fig. 1-12. Inadequate Lubrication.

Obr. 1.4 nedodržení správného mazání (hodnoty amplitudy jsou v jednotkách inch) [2]

Vyvození vlastní frekvence je spjato s rezonancí. Rezonance u točivých strojů je podobná rezonanci zesilovače v elektronice, tudíž se s velmi vysokými amplitudami vibrací často setkáváme i v provozu. Rezonanční a deformační měřicí přístroje jsou proto nutné v každém provozu, kde se dodržuje a funguje prediktivní systém údržby. Tyto přístroje jsou schopny identifikovat a přepočítat vlastní frekvence, kritické otáčky, tvary kmitů, vlnové délky a další.

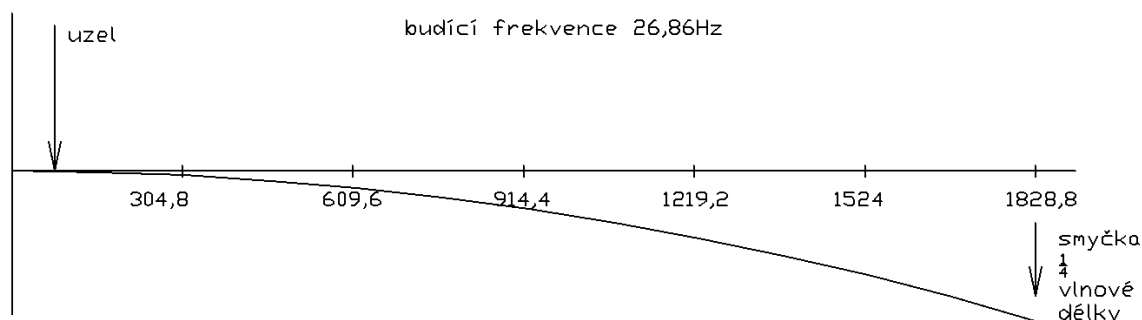


**Kritické otáčky** nastanou, když se vlastní otáčky stroje svým kmitočtem přiblíží k budící nebo rezonanční frekvenci stroje nebo nějaké jeho části. Tvar kmitu pak znázorňuje, jakým způsobem je v našem případě nosník ohýbán. Tudíž první simulace nám znázorňuje první kritickou situaci, která může nastat. Druhá druhou kritickou atd. Druhé nebo vyšší kritikum je zřídka kdy harmonické s prvním nebo jiným kritikem.

**Vlnová délka** neboli lambda je fyzická délka křivky požadována pro jeden cyklus. Vlnová délka by neměla být zaměněna s vlastní nebo rezonanční frekvencí, protože vlastní frekvence nastává v 1. nebo 3. čtvrtině vlnové délky. Důvod tohoto zdánlivého paradoxu jsou smyčky a uzly. Uzel neboli uzlový bod je místo, kde křivka prochází nulovou osou. Smyčky jsou pak oblasti, kde křivka nulovou osou neprochází. Nulový stav vibrace tedy nastává u uzlu a naopak maximální vibrace se vyskytuje na vrcholu smyčky (amplituda).

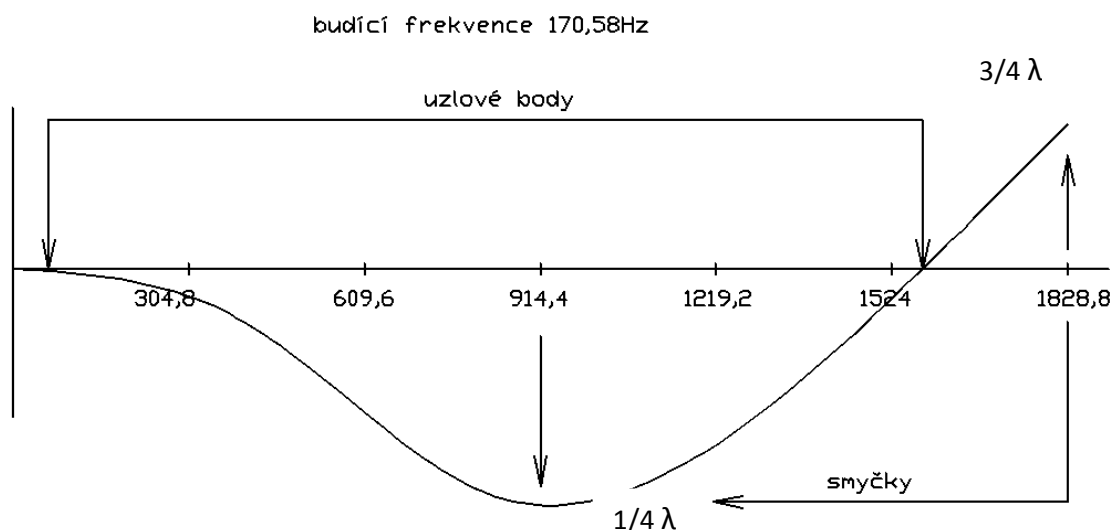
Abychom snížili použití matematiky k popsání těchto složitých jevů na minimum, používají se různé softwery jako je například RADC (Resonance and deflection calculator - rezonanční a odchylkový záznamník).

**Tvary kmitů** si tedy vysvětlíme na nosníku průřezu H o rozměrech 152x152mm a tloušťce stěny 6,4mm. Nosník je 1828,8mm dlouhý a jeden konec je vetknutý do betonové stěny. Obrázek 1.5 nám znázorňuje první tvar kmitu na vlastní frekvenci nosníku. První budící (vlastní) frekvence je 26,86 Hz. Uzel je na nule a křivka dále klesá. Maximální hodnoty smyček vidíme na konci nosníku, tedy na 1828,8mm, což je zároveň čtvrtina jeho vlastní vlnové délky. Druhá, třetí a čtvrtá budící (vlastní) frekvence jsou 170,58Hz, 482,47 a 946,42Hz.



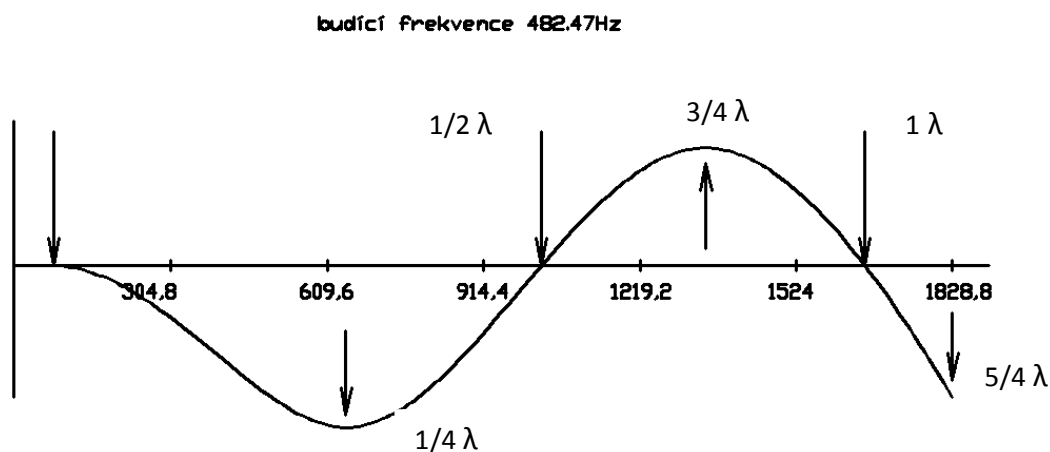
Obr. 1.5 tvar kmitu nosníku vystavenému harmonické vibraci o frekvenci 26,86Hz

Na obrázku 1.6 vidíme nosník vystavený vlivu jeho druhé budící frekvenci, která je 170,58Hz. Uzly vyšly v nule a v 1575mm, jinými slovy jsou uzly na počátku a v polovině vlnové délky budící frekvence druhého tvaru kmitu. Maximální smyčky jsou pak na vodorovné ose zaznamenány na hodnotách 914,4mm a 1828,8mm, respektive na první a třetí čtvrtině vlnové délky.



Obr. 1.6 tvar kmitu nosníku vystavenému harmonické vibraci o frekvenci 170,58Hz

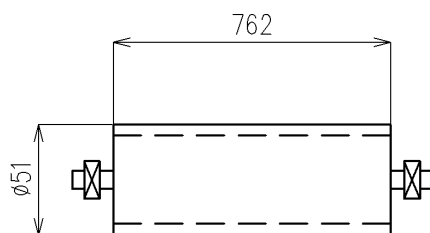
Poslední obrázek popisuje stav nosníku při třetím tvaru kmitu, vyvozeném třetí budící frekvencí 482,47Hz. Z této simulace frekvenčního zatížení nosníku nám vyplynou 3 smyčky a 3 uzly. Jedna vlnová délka je pak pro nás 1727mm na vodorovné ose.



Obr. 1.7 tvar kmitu nosníku vystavenému harmonické vibraci o frekvenci 482,4Hz

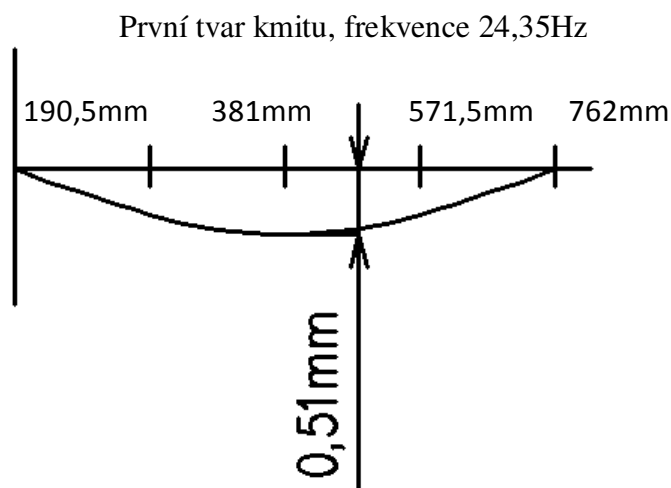
Podíváme-li se zpětně na tyto 3 první násobky budící frekvence a srovnáme je, můžeme zpozorovat určité pravidlo. Pro první tvar kmitu na první frekvenci nám vyšel jeden uzel a jedna smyčka, na druhém násobku už dva uzly a dvě smyčky a na třetím 3 uzly a 3 smyčky. Tato posloupnost platí i pro ostatní módy vyšších násobků budící frekvence.

Většina rotačních součástí však není vetknuta v ložiskovém domku jen na jedné straně, proto si uvedeme příklad prvního tvaru kmitu hřídele, uložené na každém konci ve valivém ložisku. Na této hřídeli bude zátěž simulovat trubka o průměru 51mm a délce 762mm a tloušťce stěny 1,3mm. Frekvence jeho prvního tvaru kmitu je 24,35Hz.



Obr. 1.8 rozměry válce umístěného mezi dvěmi ložiskovými domky

První tvar kmitu tedy svým tvarem připomíná druhý tvar kmitu vetknutého nosníku. Počty uzlů a smyček se bude zvyšovat stejným způsobem jako to bylo u vetknutí. V našem případě maximální smyčku vidíme uprostřed rotoru na délce 381mm a ocelová trubka se prohýbá o 0,51mm.



Obr. 1.9 vlastní tvar hřídele válce vystavenému harmonické vibraci o frekvenci 24,35Hz

Pomocí užití správného softwaru odstraníme veškeré tajemství a složitou matematiku při analýze frekvencí. Tento software také umožňuje simulovat opravy a tím určit, zda navrhovaná oprava problém vyřeší. Umožní také použít k hodnocení další problémy, které mohou být vyvozeny z oprav. Například jaký by mělo efekt, kdyby nosník byl jiného průřezu, kdyby byl delší, kratší či byl v některých místech podepřený?

Následujících 5 bodů nám popisuje pravidla, kterými bychom se měli řídit při práci s rezonanční frekvencí:

1. Hmotnost - pokud se zvětší hmotnost, frekvence klesá. Při opačném postupu pak frekvence stoupá
2. Tuhost – Při zvyšování tuhosti součástí, frekvence klesá a naopak.
3. Čím delší je součást, tím menší je tuhost
4. Čím kratší je součást, tím větší je tuhost
5. Podpory zvyšují tuhost

## 2 Příčiny vibrací strojních součástí

Tato kapitola se zabývá několika základními příčinami vibrací a charakterizuje vibrace pro konkrétní příčiny. Nalezení části stroje vyvolující vibrace je dosaženo analýzou frekvencí a amplitud shromážděných během sledování objektu. Frekvence vibrací je obvykle násobek RPM části, která vibrace generuje. Stanovení příčiny tohoto problému je dalším krokem. Potřebná je znalost charakteristiky vibrací pro každý typ problému.

- Některé známé mechanické potíže, které nám vyvolují vibrace rotačních zařízení jsou:
- 
- Nevývaha rotačních součástí
- Nesouosost hřídelí, hřídelové spojky
- Excentrické zatížení
- Opatřebované nebo poškozené ložiska
- Vyhnuté hřídele
- Mechanické uvolnění
- Elektrické problémy
- Opatřebované nebo poškozené převody (ozubení ,řetězy.....)
- Špatné vedení řemenu, opotřebenění kladek
- Časté změny zatížení a změny točivého momentu
- Flexibilita rotoru
- Aerodynamické zatížení
- Hydraulické zatížení
- Zadírání
- Rezonance

Protože problematika každé z těchto příčin je velmi rozsáhlá, budeme se dále zabývat pouze třemi příčinami, které mají blízko k této bakalářské práci.

### 2.1 Nevývaha rotačních součástí

Mnoho vibračních a vyvažovacích specialistů zastává názor, že nevyváženost rotorů je nejčastějším zdrojem vibrací vůbec. K vibraci z důvodů nevyváženosti dochází při frekvenci rovné 1 násobku RPM nevyvážené části. Nevyváženost však není jediná příčina vibrací, ke které dochází při frekvenci rovné 1 násobku RPM. Stejnou charakteristiku vibrací vykazuje i nesouosost.

Největší amplituda vibrací se měří v radiálním směru (vertikální a horizontální), i když letmo upnutý snímač může v axiálním směru naměřit poměrně stejně vysokou hladinu vibrací. Jednotky používané pro měření nesymetrie jsou různé. Lze konstatovat, že stroj je nevyvážen s hodnotou 5 mils, což na starém kontinentu značí hodnotu 0,0127mm. To obvykle znamená, že amplituda chvění má hodnotu 5 mils (=0,0127mm). Nevyváženost může být vyjádřena také v jednotkách unce/inch nebo gram/centimetr. Pro výpočet těchto jednotek nevyvážeností pak vydělme hodnotu nesymetrie poloměrem, který rotující nevyvážek opisuje. Například 1 gram nevyvážení na 1centimetr poloměru bude vyčíslen jako jeden g/cm nevyvážení. [1]

### 2.11 Příčiny nevyváženosti:

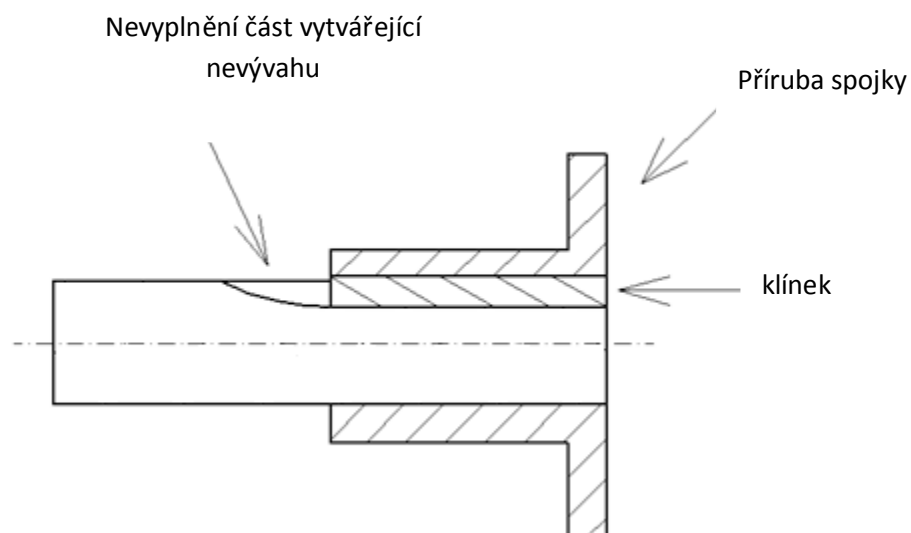
**Nahromadění a odpadávání materiálu:** Rotory používané při manipulaci s materiálem mohou být nevyváženy kvůli nerovnoměrnému nahromadění látky na rotoru a dalších částech. Postupné vrstvení může způsobit vážné problémy stejně jako odpadávání materiálu z rotoru. Vzhledem k tomu, že vrstvení způsobuje vibrace, tak samotné vibrace zase způsobují odpadávání nánosů. Proto jsou nutné plánované kontroly, odstávky a čištění míst stroje, kde se vytváří vrstvy dopravovaného materiálu.

**Koroze a opotřebení:** Na rotorech, jako jsou ventilátory a dmýchadla, podílejících se na manipulaci s materiálem může vlivem kavitace, koroze nebo abraze dojít k úbytku materiálu. Povrch rotorů se může znehodnocovat nerovnoměrně, což způsobuje nevyvážení a tudíž zvýšenou hladinu vibrací. Aby se tomuto zabránilo, rotory musí být vyrobeny z materiálů zabraňujících úbytku materiálu vlivem koroze a abraze.

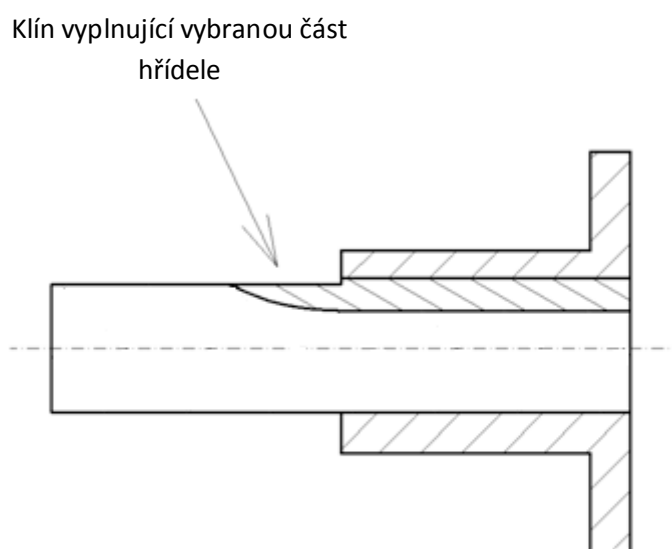
**Excentricita:** Výstřednost znamená, že geometrická osa části se neshoduje s rotační osou. Buď je součást vyrobena s osou mimo geometrický střed, nebo při sestavování stroje nebyl geometrický střed umístěn do osy rotace.

**Klíny a drážky pro klíny:** Zámky náboje na hřídelích mohou být také zdrojem nevyváženosti. Nedostatek oborových norem týkajících se uplatňování nevyváženosti je jedním z problémů hřídelových zámků. Například výrobce kladek může kladky vyvažovat bez zámků stejně tak, jako je vyvažuje výrobce motorů. I když oba výrobci zaručují vyváženost jejich produktů, po vyrobení drážky a vložení klínku je přítomnost nevyváhy prakticky samozřejmá. Nejčastější chyba při provedení instalací nových motorů je při montáži spojky na

hřídeli motoru, kdy se zámek obrábí v jedné rovině s koncem spojky, přičemž při vyjíždění ze záběru dojde k vytvoření neobsazené drážky, což vede k nevývaze. Má-li být spojka správně nainstalována, klín by měl mít plnou výšku v oblasti spojky jako na obrázku 2.2.



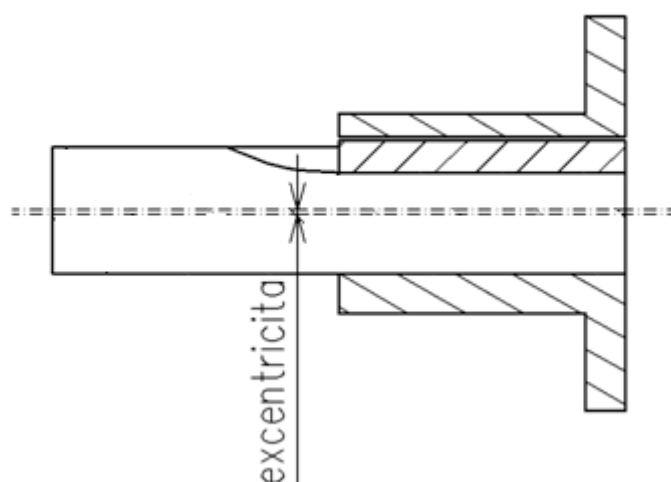
Obr. 2.1 nevyplněná část zámku vytvářející nevývahu



Obr. 2.2 správně provedený zámek hřídele

**Nedodržení tolerance:** Další problém generující vibrace mohou navodit montované součásti, které jsou prakticky zmetky. Pokud je drážka v náboji vyrobena se špatnou tolerancí, klín sice krouticí moment přenáší, ale stavěcí šroub posune hmotnost náboje a tím dojde k vychýlení geometrické osy z osy rotace, přičemž dochází k excentricitě os. Obr. 2.3





Obr. 2.3 Nesouosost neboli excentricita v důsledku špatné montáže klíčku

**Deformace:** Tento fenomén způsobují převážně dvě síly narušující rovnováhu rotorů. Jedná se o mechanické a tepelné namáhání, při němž dochází k deformaci, narušení nebo zkroucení rotorů. Zvlášť opatrní bychom měli být při svařování rotorů. Neodstraněné pnutí nejen v povrchových vrstvách svaru může mít katastrofální dopad pro chod stroje. Deformace se tedy týká částí, které byly vytvořeny například protlačováním, tažením, lisováním nebo válcováním. Pokud tedy tyto rotory nejsou zbaveny vnitřního pnutí, může u nich dojít ke změně tvaru vlivem již zmiňovaných sil.

Deformace způsobeny vlivem změny teplot se nazývají teplotní deformace. Vyskytují se u kovů a dalších materiálů, u kterých vlivem prudkých změn teplot dochází k roztahování a smršťování. Většina rotujících součástí má tyto nedostatky a během provozu jsou nerovnoměrně tepelně namáhány. Tepelná deformace se zejména projevuje u elektrických motorů, ventilátorů, dmychadel, kompresorů, turbín nebo odstředivých čerpadel. Tam, kde jsou provozní vůle a tolerance důležité, jsou komponenty vyrobeny tak, že i při tepelné deformaci jsou vyvážené. To zaručuje obor vyvažování rotorů, to se provádí nejlépe za provozních podmínek a teplot stroje.

**Nedokonalé odlévání:** Rotory, které jsou vyrobené odléváním, například oběžná kola nebo kladky, mohou obsahovat nedokonalosti licího charakteru - vměstky, dutiny nebo praskliny. Ty jsou pouhým okem nezjistitelné a proto se pro jejich zjištění používá rentgen nebo ultrazvuk. Odlitky se známkou poškození pak nesmíme používat.

Dynamické vyvažování částí je nezbytné hlavně pro části pracující ve vysokých otáčkách nad 3600RPM. Nedokonalosti odlitých rotorů jsou jednou z nejčastějších příčin vzniku vibrací.

Tuto nevyváženost můžeme nejčastěji rozpoznat těmito způsoby:

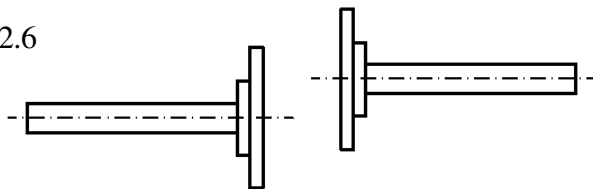
- Frekvence vibrací je 1 násobek RPM nevyvážené součásti
- Amplituda je přímo úměrná velikosti nesymetrie
- Amplituda je obvykle největší v radiálním směru (vertikál a horizontál)
- Fáze je stabilní

## 2.2 Nesouosost

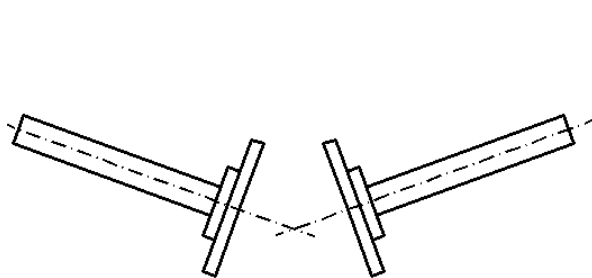
Přesazení hřídelů a spojek je jednou z hlavních příčin vibrací ovšem až po nevyváze. Tento problém lze relativně snadno řešit použitím základních poznatků z praxe. Některé firmy zatím nemají standardizované normy pro souosost, což může generovat řadu problémů. Stanovení tolerance určují faktory, kterými jsou např. rozměry, provozní rychlosti, provozní teploty, ložiska a další.

Termíny pro popis nesouososti mezi dvěma spojenými rotory jsou:

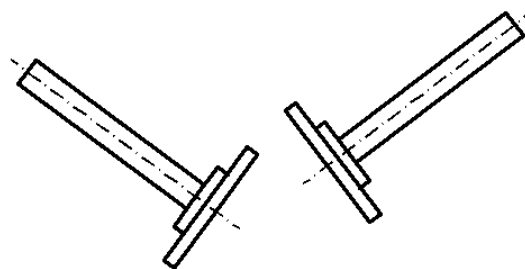
- **Paralelní nesouosost** – nastane, když osy rotace rotorů jsou horizontálně nebo vertikálně posunuty jako na obrázku 2.4
- **Úhlová nesouosost** – nastane, když jsou osy rotace rotorů navzájem v úhlu. Tento stav může nastat jak horizontálně tak vertikálně. Obr. 2.5
- **Kombinace paralelní a úhlové nesouososti** – většina strojů pracuje s kombinovanou nesouosostí. Obr. 2.6



Obr. 2.4 paralelní nesouosost



Obr. 2.5 úhlová nesouosost

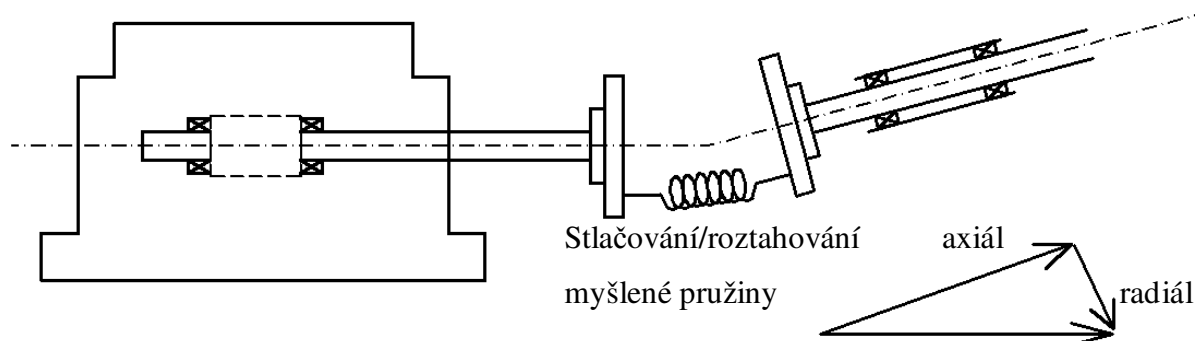


Obr. 2.6 kombinace paralelní a úhlové nesouososti

Existuje mylná představa, že pružné spojky nepotřebují stejně přísné souosé tolerance jako tolerance pro tuhé spojky. Je pravda, že pružné spojky i s nesouosostí dále přenášejí kroutící moment a vibrace nejsou tak velké, jaké by byly u tuhých rotorů. Pravda je ale taková, že nesouosost pružných rotorů se znatelně projevuje nadlimitním opotřebením ložisek, těsnění a dalších vnitřních částí samotného zařízení. Proto je doporučeno, že pružné spojky by měly být souosé s takovou tolerancí jako tuhé spojky, protože čím menší je tolerance, tím menší je nesouosost a tím menší jsou i vibrace.

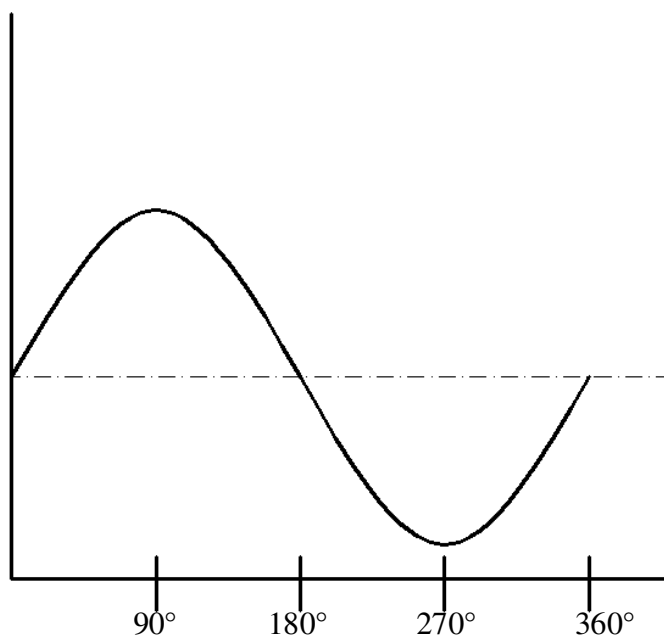
Další problém se týká tolerance při montáži a údržbě. Proto existují podmínky, podle kterých se při vyrovnávání musíme řídit. Pravidelné kontroly se musí provádět například u tlakového potrubí, u strojů, u kterých teplota za klidu a v provozu je velmi rozdílná, u nadměrně zatížených ložisek a dalších. Jedna z metod, jak kontrolovat souosost, je pomocí laseru. Je doporučeno, aby personál zodpovědný za údržbu stroje byl obeznámen se všemi možnými druhy diagnostiky tohoto problému a postupy při jejich nápravě. Nejčastěji se ve spektrech nesouosost projevuje na frekvenci  $1 \times \text{RPM}$ . Kde je však nesouosost většího charakteru, největší amplituda kmitu může být na frekvenci  $2 \times \text{RPM}$  nebo i  $3 \times \text{RPM}$ . Bohužel frekvence  $1 \times \text{RPM}$  se totiž týká i jiných příčin vibrací jako je nevyváženost, ohnutý hřídel nebo excentricita.

Vychýlení pružné spojky tedy probíhá za účasti dvou sil axiálních a radiálních, které mají za následek axiální i radiální vibrace. I v případě, že spojka je pružná, bude při nesouososti generovat vibrace. Axiální vibrace je obvykle nejlepším ukazatelem nesouososti. Obecně platí, že kdykoliv je axiální amplituda kmitu více než  $1,5x$  větší než v radiálním směru, stroj má problém s úhlovou souosostí hřídelů.



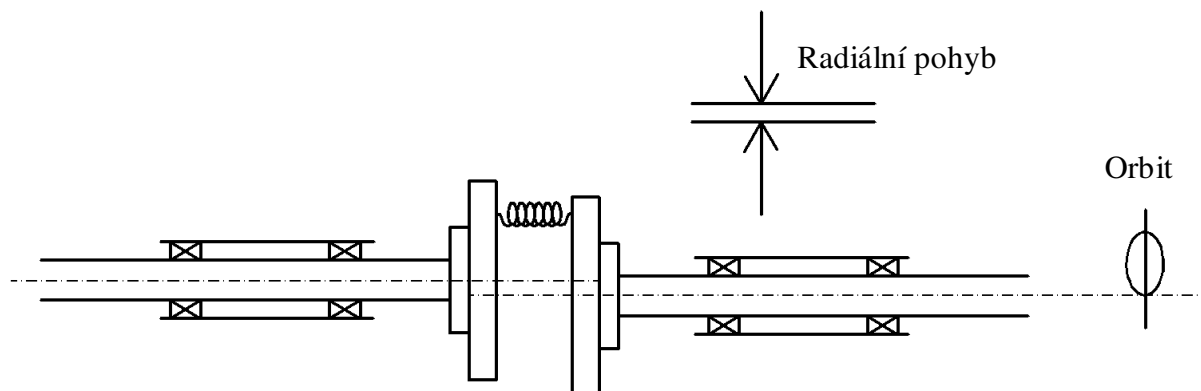
Obr.2.7 nesouosost prokázána stlačováním a roztahováním myšlené pružiny

Úhlová nesouosost tedy generuje největší vibrace v axiálním směru podle Obr. 2.7. Ilustrace 2.8 pak ukazuje hladinu amplitudy axiální vibrace v závislosti na stupních.

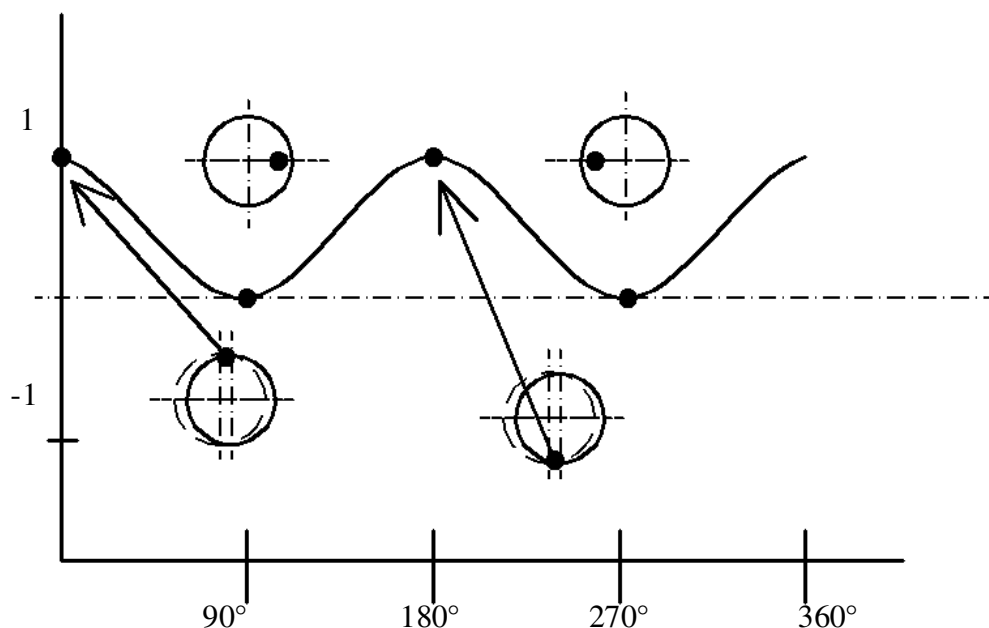


Obr. 2.8 Amplituda vibrací generovaných nesouosostí v závislosti na stupních

Obrázky 2.9 a 2.10 ukazují, jak paralelní nesouosost vytváří radiální vibrace na frekvenčním rozhraní 2x RPM hnací hřídele.



Obr. 2.9 paralelní nesouosost a její orbit

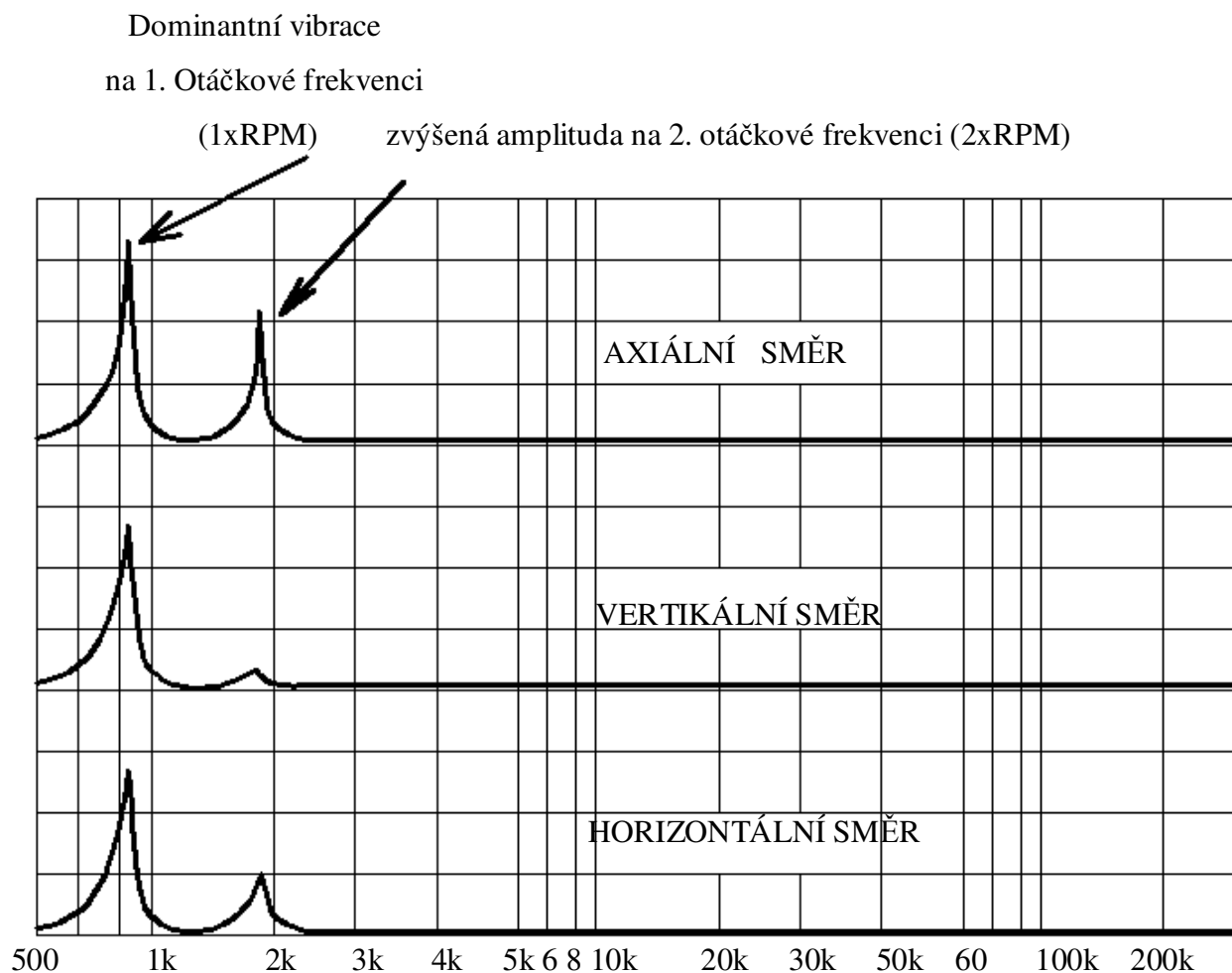


Obr. 2.10 amplituda vibrací při paralelní nesouososti

Pomocí vibrační analýzy si ukážeme, což je zřetelné i z obrázku 2.10, že dominantní frekvence vibrací se nachází na  $1xRPM$ , významná vibrace se však vyskytuje i v pásmu  $2xRPM$  podle obrázku 2.11. Spojky a hřídele však nemusí vždy být hlavní příčinou vysoké axiální vibrace. Pokud je tedy axiální kmitání silné, nejdříve bychom měli zkontrolovat ostatní zdroje vibrací.

Vibrace axiálního charakteru mohou způsobit:

- Rezonance z některých dalších částí v axiálním směru jako např. potrubí či podstavec
- Pokud jsou použity pružné kovové spojky a jeden nebo více kovových disků rezonuje v axiálním směru
- Ohnutá hřídel působí velmi podobně jako úhlová nevývaha a charakteristika chvění tohoto stavu může vyvolat silnou axiální vibraci.

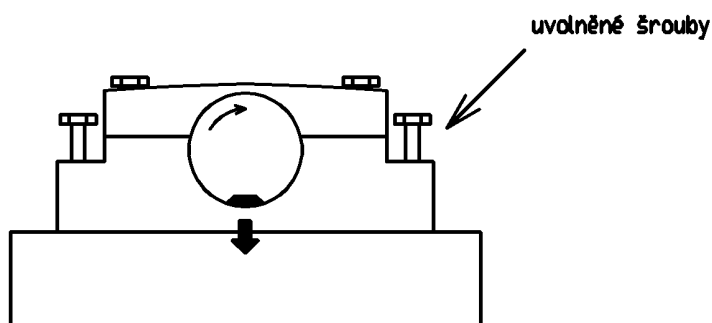


Obr. 2.11 amplituda kmitu v závislosti na frekvenci při paralelní nesouososti

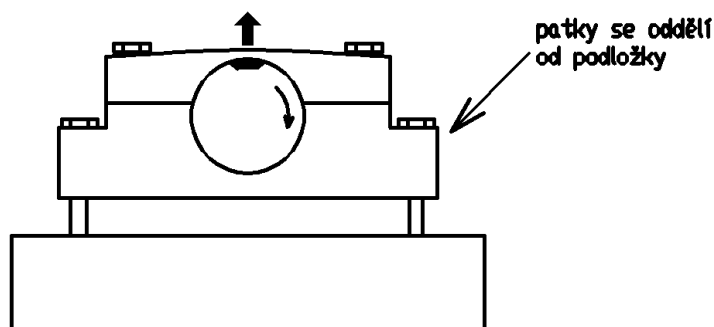
## 2.3 Mechanické uvolnění

Mechanické uvolnění má typické frekvenční rozhraní na frekvenci 2xRPM a vyšší násobky vlastní RPM. Toto chvění je vyvoláno podmínkami stroje, např. volné části ve stroji, uvolněné upevňovací šrouby, matice, velká vůle, nebo praskliny či lomy součástí (ložisková tělesa). Tyto vibrace mohou produkovat i elektrické motory, generátory a alternátory s rotorem na volné hřídeli či vlivem vinutí statoru. Je doporučeno, aby všechny rotující součásti stroje byly vyváženy a sladěny s tolerancemi stroje stanovených výrobcem. Pokud se tak stane a veškeré součásti jsou umístěny a upevněny správně, nemělo by dojít k problémům spojeným s mechanickým uvolněním. Tyto problémy by se měly odhalit již před vyvažováním a sladováním. Abychom pochopili, proč mechanické uvolnění produkuje vibrace na frekvencích 2xRPM, vysvětlíme si to na obrázcích. Předpokládáme, že nevyváženost je primární příčinou vibrací. Při situaci A vidíme, že nevyváha se nachází na šesti hodinách, což znamená, že síla vyvozená nevyváhou tlačí na podložku. Při situaci B již

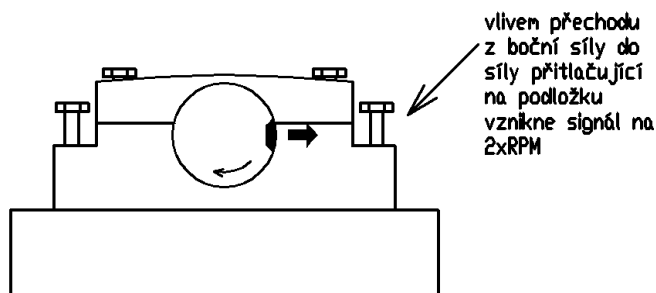
nevývaha na dvanácti hodinách směřuje nahoru a zvedá ložisko z podložky vlivem neupevnění čímž vzniká první signál na polovině RPM. Na obrázku C po pootočení se pod hranici vymezující tři hodiny ložisko znovu přirazí k podložce čímž vzniká druhý signál.



Obr. 2.12 A nevývaha se nachází na šesti hodinách, kdy tlačí na podložku



Obr. 2.13 B nevývaha se nachází na dvanácti hodinách, přičemž zvedá těleso nahoru

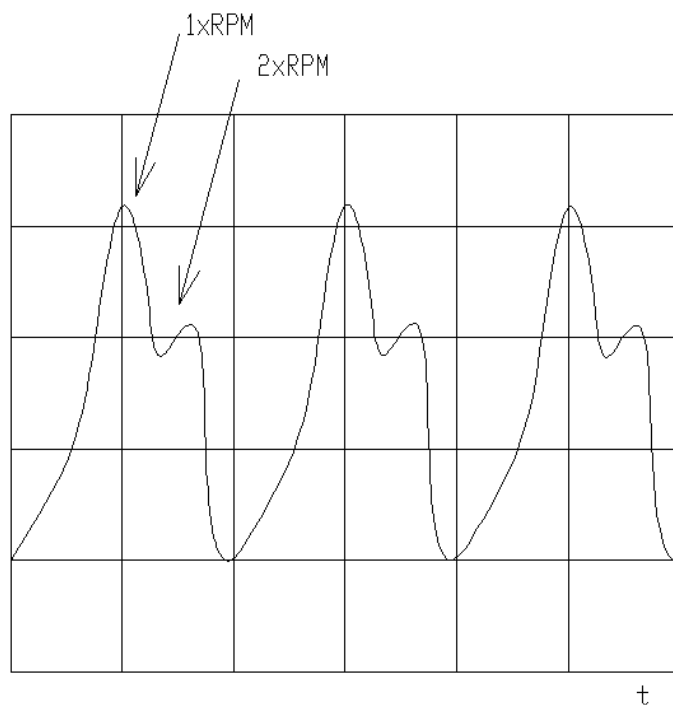


Obr. 2.14 C nevývaha je na třech hodinách

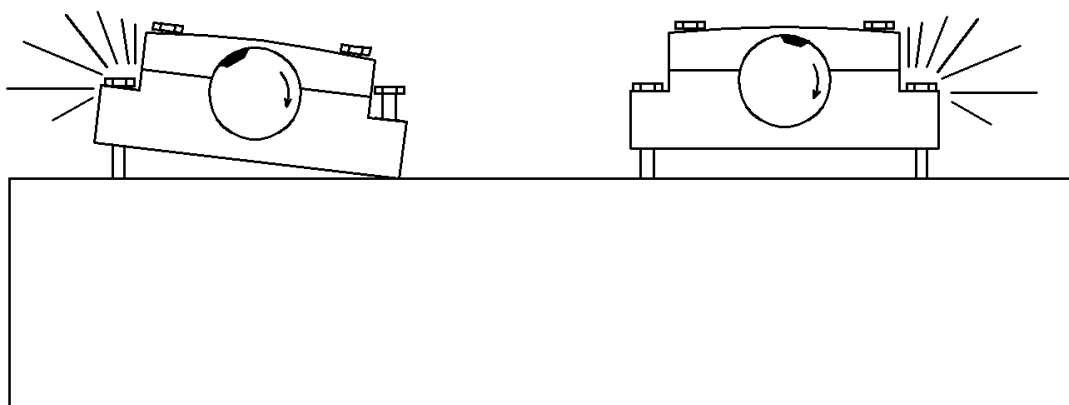
Na druhém násobku otáčkové frekvence tedy můžeme pozorovat za připojení osciloskopu časový průběh měřeného signálu. Obr. bla. Při hledání vibrací tohoto druhu je pravděpodobnější, že uvolnění najdeme na druhé otáčkové frekvenci. Podle druhu mechanického uvolnění podle obrázků 2.16 a 2.17 je však možné, že vysoké amplitudy



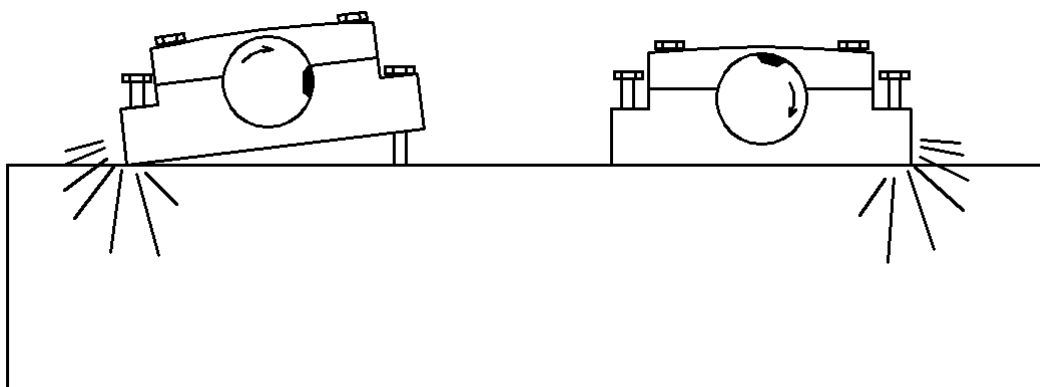
vibrací budou generovány i na frekvencích  $2 \times \text{RPM}$ ,  $3 \times \text{RPM}$ ,  $4 \times \text{RPM}$  a ještě vyšších násobcích vlastních otáček. V případě, že převládající frekvence jsou ve vysokých násobcích, musíme ihned řešit problém ustavení.



Obr. 2.15 amplituda vibrací při mechanickém uvolnění



Obr. 2.16 přechod nevyvahy v rotoru při otáčení vytváří vibrace při vyšších násobcích RPM



Obr. 2.17 přechod nevyváhy v rotoru při otáčení vytváří vibrace při vyšších násobcích RPM

### 3 Vyvažován

Každý rotor má svou vlastní frekvenci. Při rozběhu, doběhu a prakticky i plném provozu dochází ke změně otáček a tím i k míjení frekvencí, díky čemuž dochází k rezonančním jevům, které více či méně způsobují vibrace stroje. Tento jev může pro stroj mít až katastrofální účinek, nemluvě o dopadu na člověka či prostředí haly, kde se stroj nachází. Stroj je vystaven zvýšenému dynamickému namáhání, na které nebyl počítán a konstruován a to se může projevit ve snížení životnosti částí stroje např. ložiska, potrubí, kryty a v nejhorším případě i vlastních rotorů a jejich lopatek, protože vysoké hladiny vybrací vedou k degradaci materiálů prakticky všech součástí stroje. Příčinou vibrací je vnější buzení, to má z velké části původ v nevyváženosti rotujících hmotností.

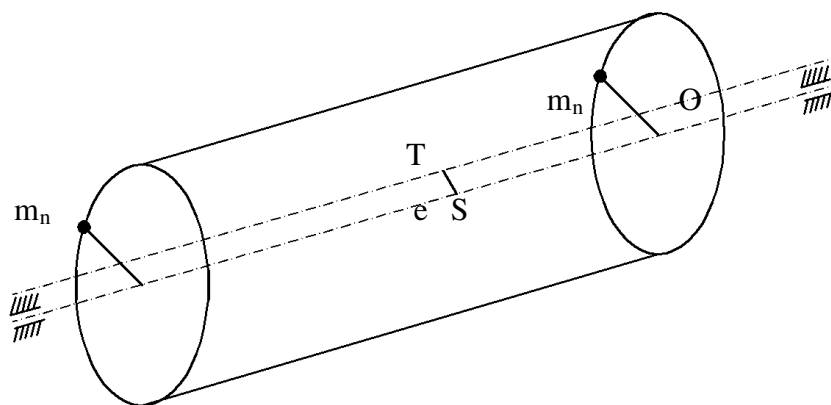
#### 3.1 základní pojmy

Vyvažování – je soubor činností, při kterých pomocí matematiky aplikované v přístrojích a také pomocí vývažků, jejichž hmotnost a místo připevnění je výsledkem právě již zmíněných přístrojů, které jsou prostředkem k dosažení klidného chodu rotorů strojů.

Nevyváženost – je velikost odchylky kmitajícího rotoru od rovnovážného stavu, při kterém je osa momentu setrvačnosti totožná s osou rotace tělesa.

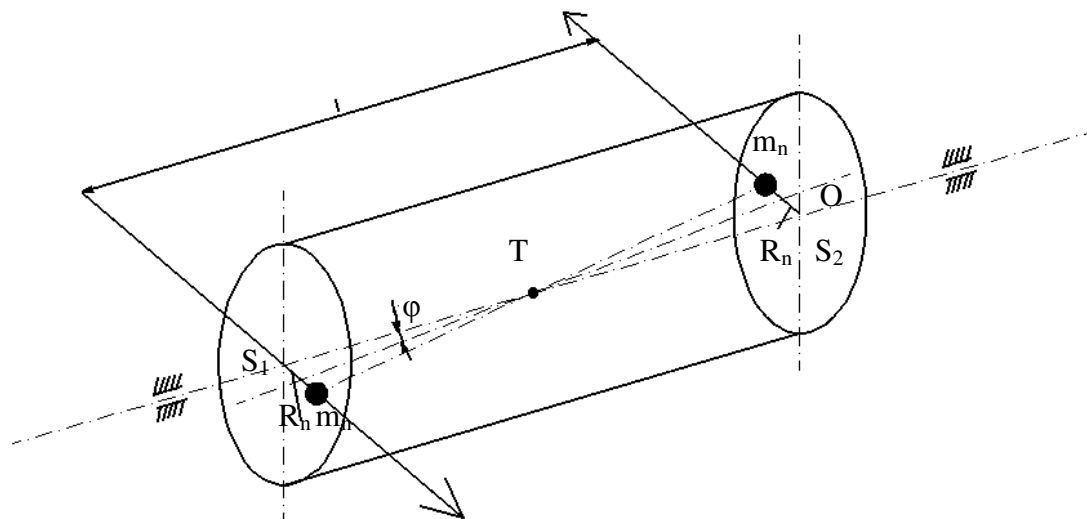
#### 3.2 Druhy nevyváženosti

**Statická nevyváženost** – u statické nevyváhy dochází ke stavu, kdy hlavní osa momentu setrvačnosti je rovnoběžná s osou rotace. Provozní tvar kmitu má tvar misky, jak již bylo naznačeno v kapitole 1 o provozních tvarech kmitů hřídele uložené ve dvou ložiskových domcích. Obecně platí, že rotory s poměrem délky k průměru menším než 0,2 stačí vyvažovat staticky.



Obr. 3.1 schéma statické nevyváhy

**Dynamická nevyváženost** – stav kdy hlavní osa momentu setrvačnosti je různoběžná s osou rotace. Dynamické vyvažování se provádí ve dvou rovinách.



Obr. 3.2 schéma dynamické nevyváhy

**Obecná nevyváženost** – stav kdy hlavní osa momentu setrvačnosti je mimoběžná s osou rotace.

## 4 Konstrukce modelu vyukového stendu

Konstrukční provedení stendu bere ohled jak na simulaci a měření, které budu na tomto stendu simulovat a měřit, tak na další simulované jevy, kterých bych na této vyukové pomůcce rád dosáhl v dalším vývoji. Stend je vyroben tak, abychom na něm mohli provádět měření, které jsou důležité pro vibrační charakteristiku výrobních strojů s rotujícími součástmi. Mým úkolem je tedy na stendu provést:

- dynamické vyvažování ve dvou rovinách
- měření vibrací při rozběhu před a po vyvážení sestavy
- metoda provozních tvarů kmitu PTK zviditelní vzájemný pohyb ložiskových domků

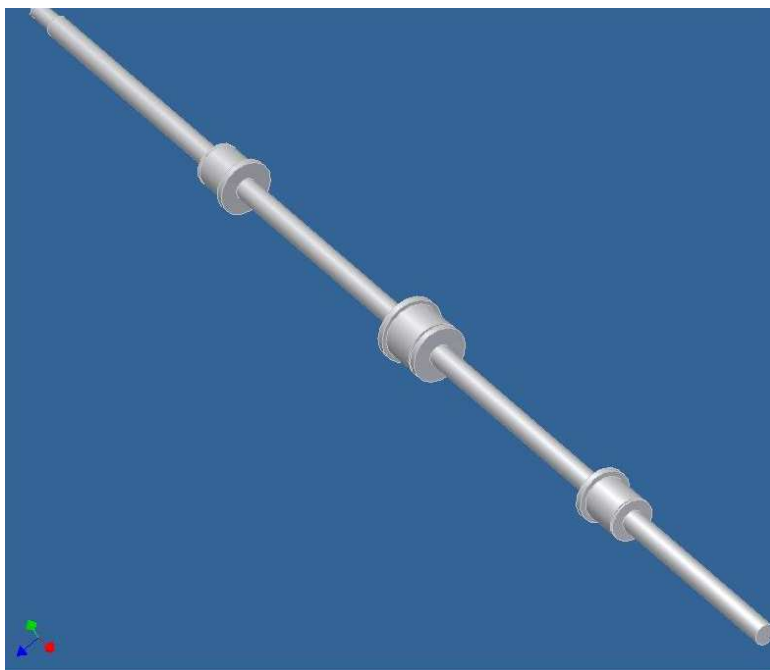
O konkrétních rozměrech stendu se zde budeme bavit pouze okrajově, protože k projektu je přiložena výkresová dokumentace, kde jsou veškeré rozměry zaznamenány. Velikost některých součástí záležely na velikostech nakupovaných součástí. Velikost podstavce pak byla volena tak, aby žádná ze součástí nepřechýlila přes jeho hranu.

Stend je řešený jako hřídel se třemi kulatými tělesy, uložený ve dvou ložiskových domech. Ty mají svou polohu zajištěnou pomocí závitových tyčí, zašroubovaných do podložky podstavce. Ložiskové domky jsou pak opatřeny podložkami, které jsou vůči sobě umístěny v kolmé poloze. Ty jsou na domek přilepeny dvousložkovým lepidlem na bázi kovu. Podložky představují měřicí místa, na které přikládáme snímač. Výška osy hřídele je pak doladěna jekly se čtvercovým průřezem. Přenos krouticího momentu z hřídele na kotouče je zajištěn těsným perem v unášeči tělesa. Stejným způsobem je zajištěna řemenice na konci hřídele. Ta je spojena s řemenicí na hřídeli motoru pomocí gumového O kroužku, který uvádí hřídel modelu do pohybu. Podstavec, na kterém celý stend stojí je vyroben z tvrzené gumy. Použití gumy je zdůvodněno snížením hmotnosti.

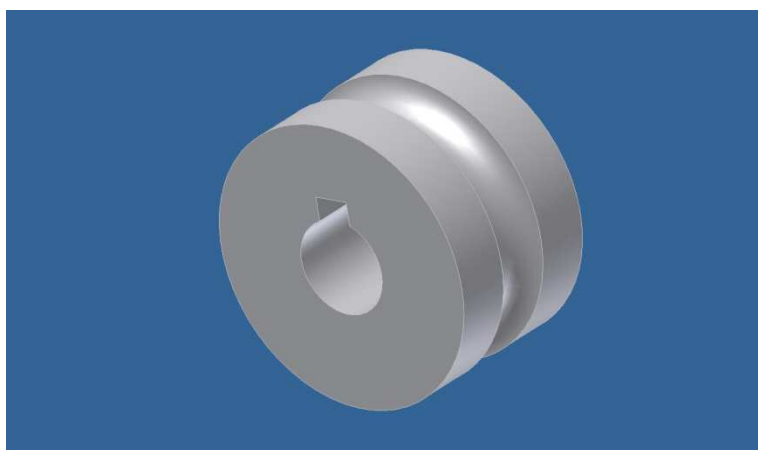
Stend generuje vibrace, které jsou snímány snímači. Citlivost těchto snímačů je velká a proto musí stend stát nehybně připevnění ke stolu. Mezi podstavcem stendu a povrchem na kterém stend stojí je z tohoto důvodu vložena vrstva z pěny, která pohlcuje vibrace stendu a zároveň zabraňuje zkreslení výsledků vlivem okolních vibrací.

## 4.1 Součásti stendu

**Hřídel**- hřídel (obr. 4.1) má v částech mezi unášecí tělísky průměr 10mm. První dva unášece mají osazení v průměru o milimetr menší, než je průměr středního kotouče, z důvodu montáže. Všechny 3 tělesa jsou pak v axiálním směru zajištěna pojistnými kroužky z jedné strany a z druhé strany osazením hřídele. Krouticí moment je přenášen těsnými pery. Hřídel je poháněna řemenicí na konci hřídele obr. 4.2.

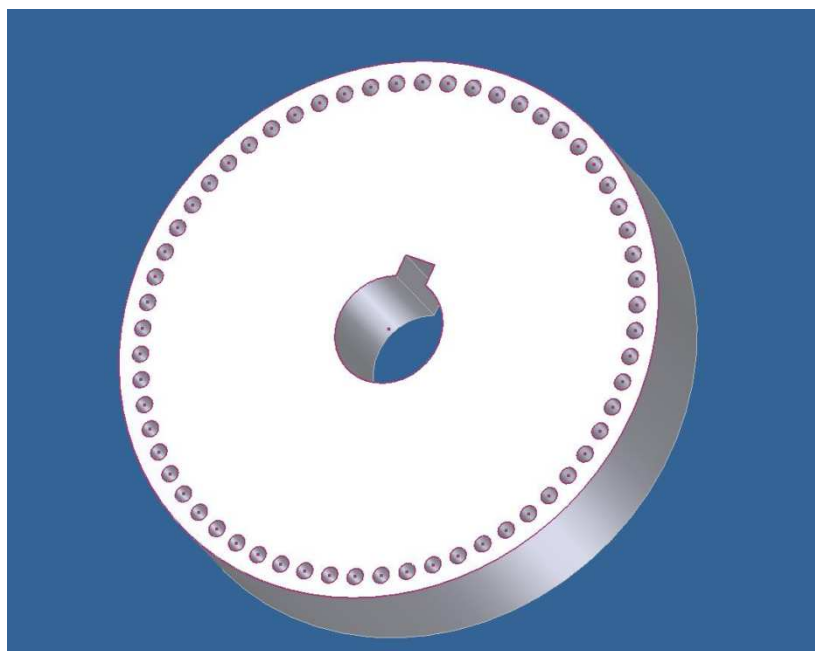


Obr. 4.1 nosná hřídel s unášecí těles na vyvažování



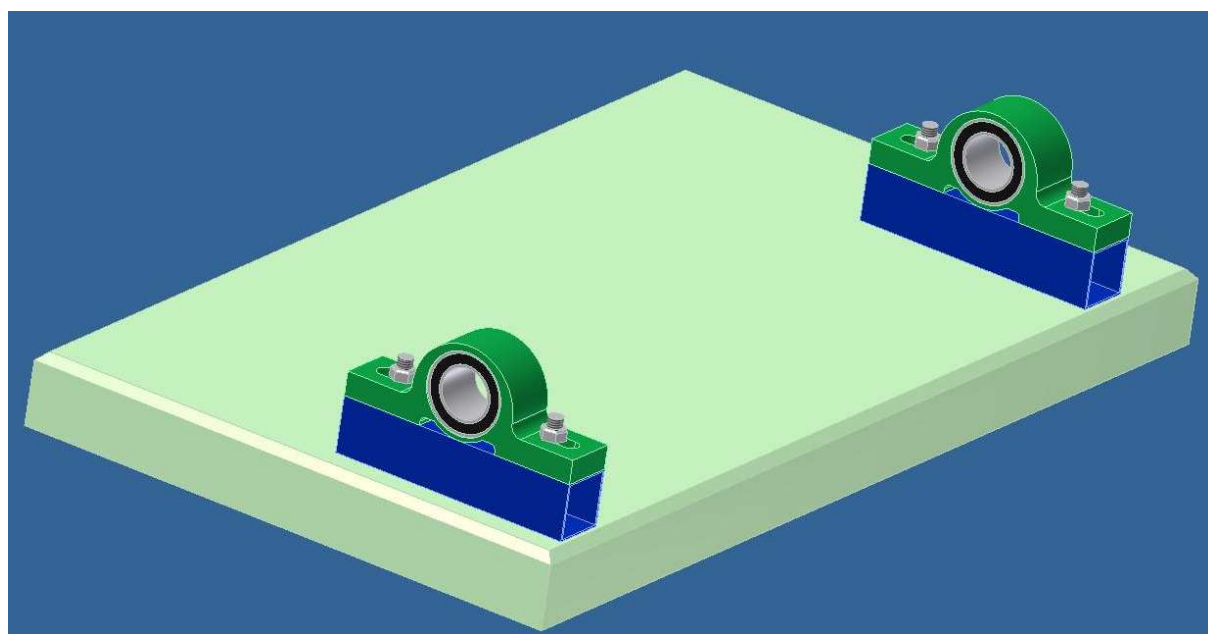
Obr. 4.2 řemenice s drážkou pro pero

**Tělísko-** tělísko je 20mm tlustý kotouč o průměru 100mm, do kterého je po šesti stupních vyvrtáno celkem 60 děr o průměru 3mm, na které se pomocí šroubového spoje připevňují závaží.



Obr. 4.3 tělísko, ve kterém je vyvrtáno 60 děr na závaží. Krouticí moment je přenášen těsným perem

**Podstavec s podložkami a ložiskovými domky** –všechny tyto součásti jsou kupované. Podstavec je z tvrdé gumy, která tlumí rázy a je poměrně lehký. Jsou do něj vyvrtány díry se závity M8, do kterých jsou zašroubovány závitové tyče, které drží podložku (jekl) a ložiskový domek pomocí matek. Jekl o rozměru 30x30mm je tedy provrtán. Ložiskové domky jsou mazány mazničkami na plastické mazivo.

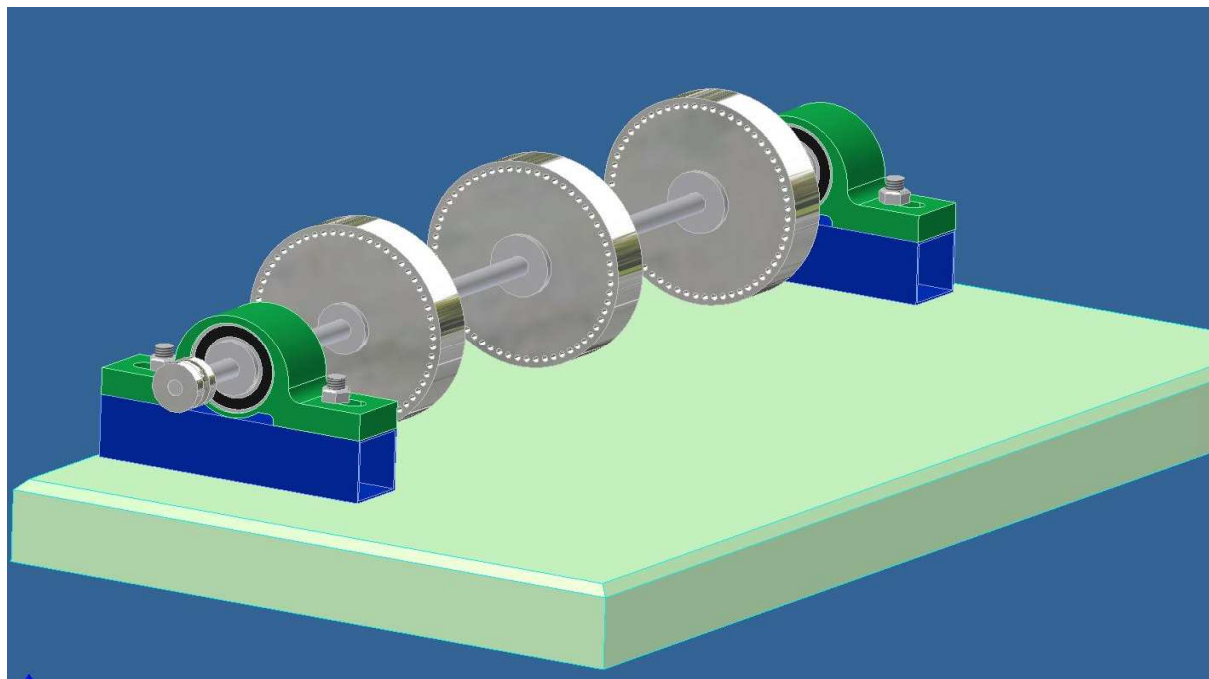


Obr. 4.4 gumový podstavec, na kterém je jekl a ložiskový domek připevněn pomocí závitových tyčí



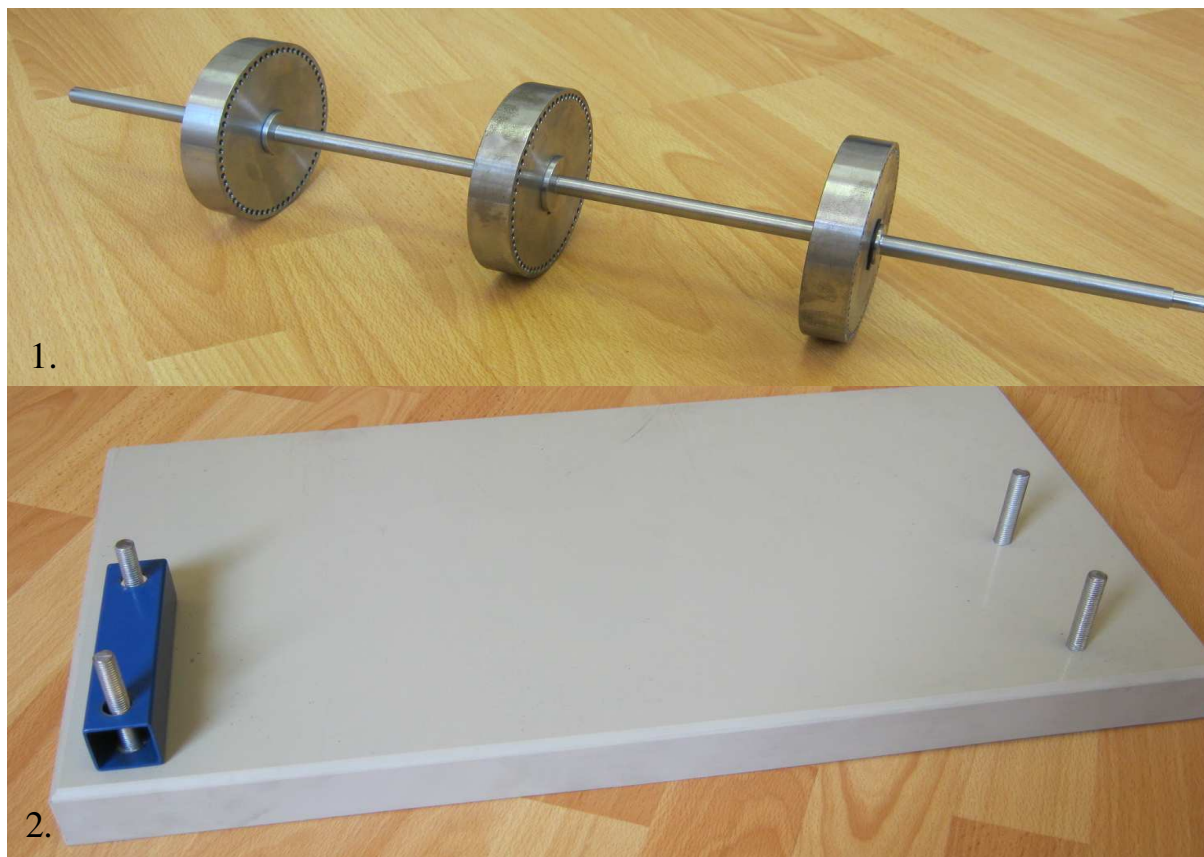
**Pohon-** Třífázový motor Mez s výkonem 370W a maximálními otáčkami 2700ot/min.

Sestava bez motoru je uvedena na obrázku 4.5 a dále následuje fotodokumentace montáže.



Obr. 4.5 hřídel s tělesy uložená v ložiskových domcích, připevněných na podložku

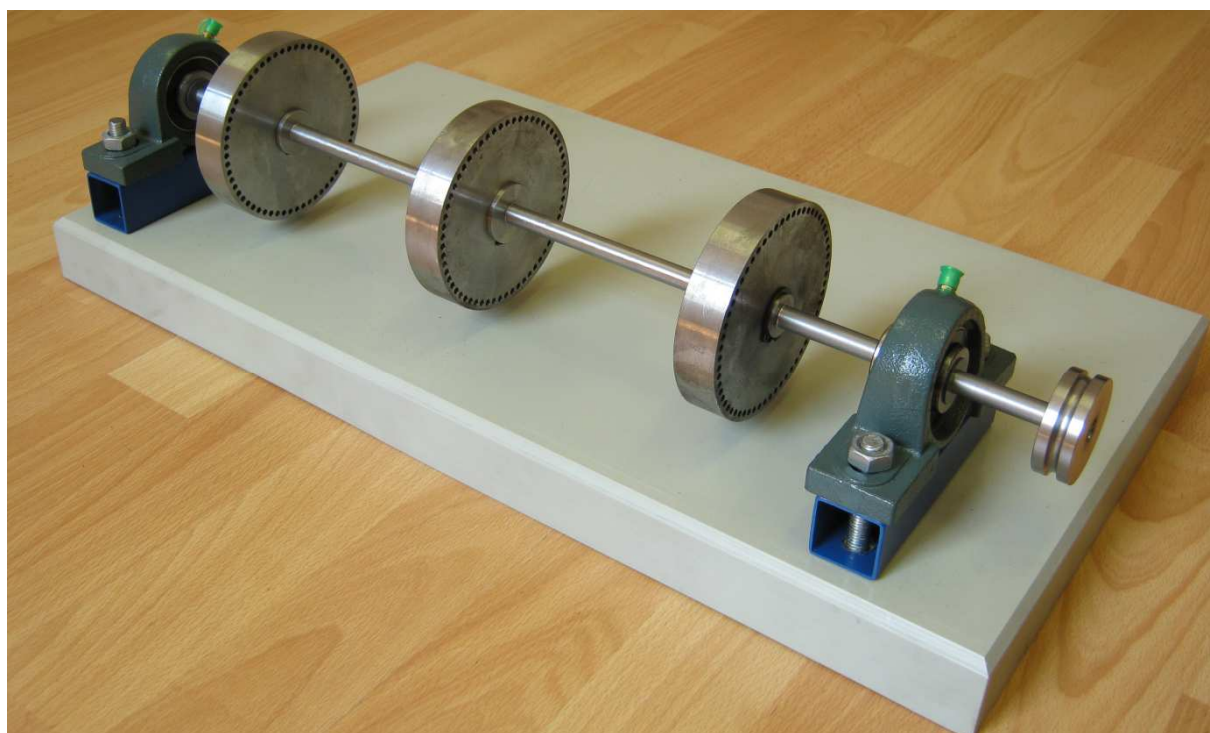
## 5 Fotodokumentace montáže výukového stendu



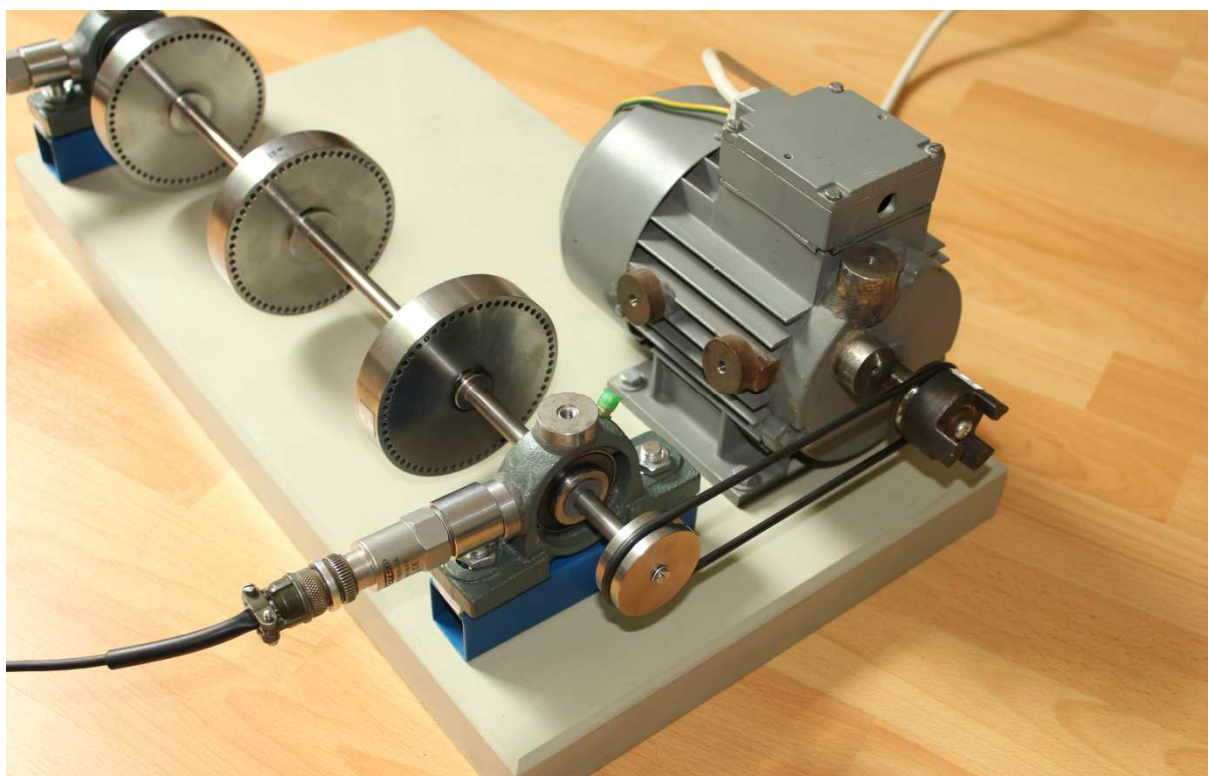
Obr. 5.1 hřídel s nalisovanými tělísky pojištěnými pery, 2. Podstavec se závitovými tyčemi procházející provrtanou podložkou ložiskových domků



Obr. 5.2 domek s kovovou vložkou, ve které je další plastová vložka, axiální posun hřídele je zajištěn stavěcím šroubem



Obr 5.3 Uložení hřídele s tělesy v ložiskových domcích přišroubovaných k podložce



Obr. 5.4 kompletní výukový stand připravený k měření



## 6 Provozní vyvažování

### 6.1 Přístroj

Provozní vyvažování a následná měření budeme provádět přístrojem firmy Adash a to typem 4400 – VA4Pro.

Moduly a další vlastnosti přístroje: - Modul – analyzátor/datakolektor

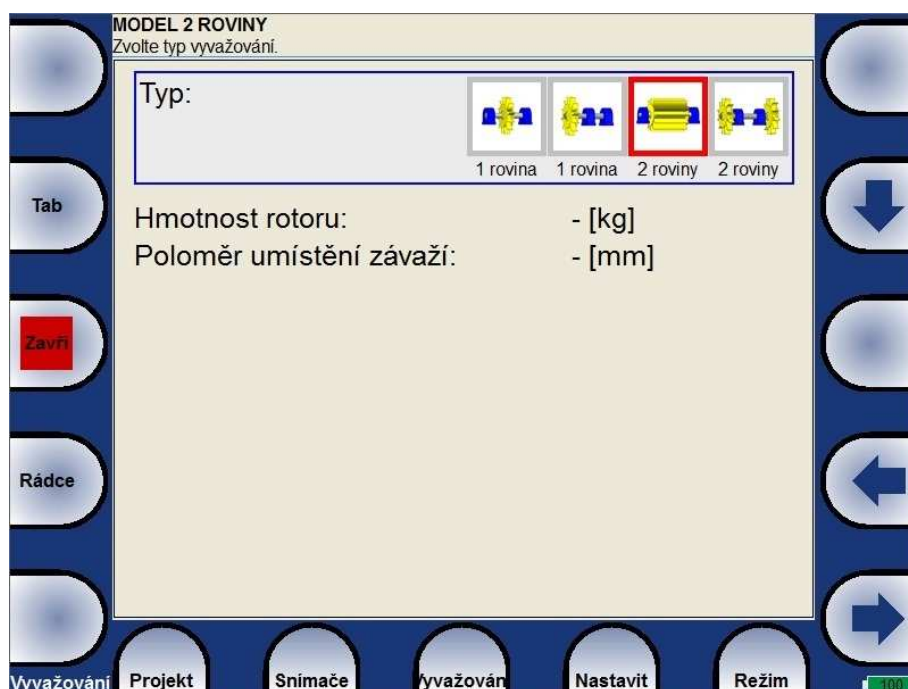
- Modul provozního vyvažování strojů
- Modul měření rozběhů/doběhů
- Modul signálového recorderu
- 4 plně simultánní kanály IPC, AC, DC
- A/D konverze 24 bit, S/N 110 dB, FFT 25 600 čar



Obr. 6.1 Vibrační analyzátor 4400 – VA4Pro

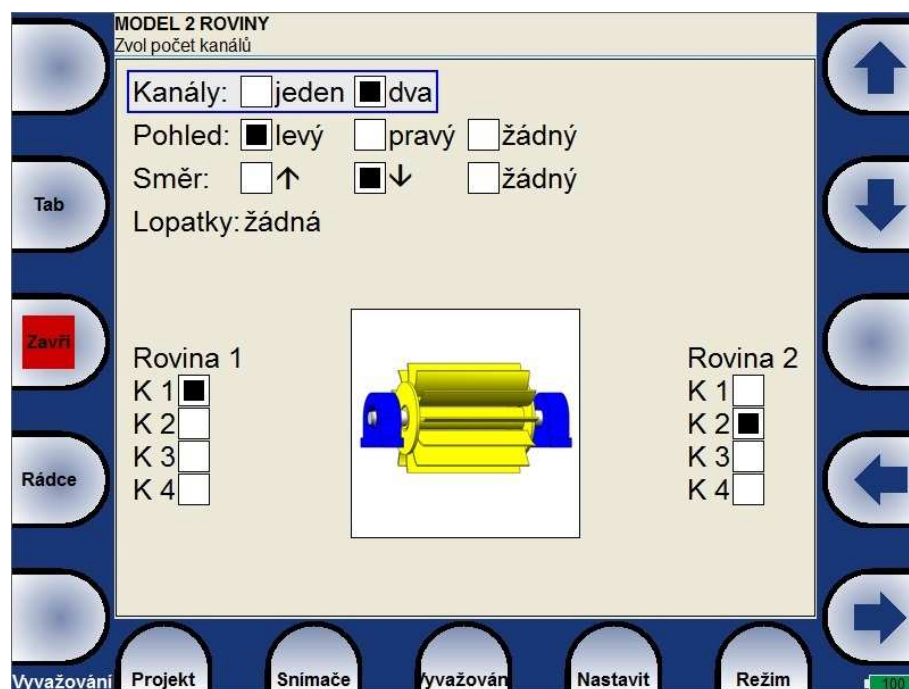
## 6.2 Vyvažování v modulu balancer

Vlastní provozní vyvažování budeme provádět ve dvou rovinách. Měřená místa jsme umístili v horizontálním směru na obou ložiskových domcích. Vybereme typ rotoru.



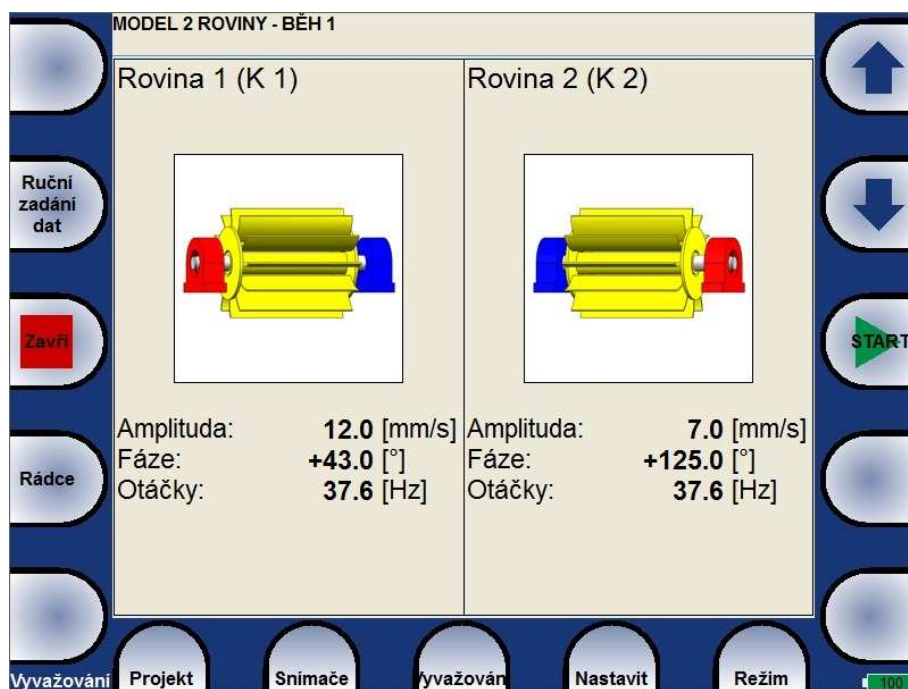
Obr. 6.2 Volba charakteru uložení rotoru

V dalším kroku definujeme parametry směru otáčení a přiřadíme kanálům příslušné roviny.



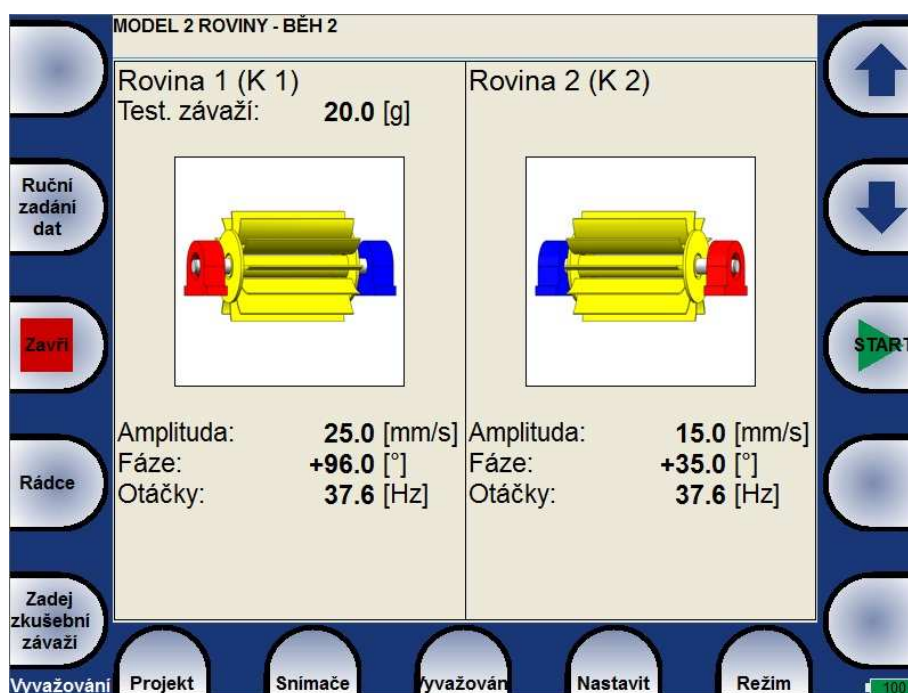
Obr. 6.3. Nastavení dalších parametrů jako je počet kanálů, směr pohledu a smysl otáčení

Po spuštění vyvažovaného rotoru snímáme pomocí analyzátoru vibrační signál spolu s informací o fázi a otáčkách. Provádíme tzv. první běh, který nám poskytne data vypovídající o aktuálním stavu nevyváženosti stroje.



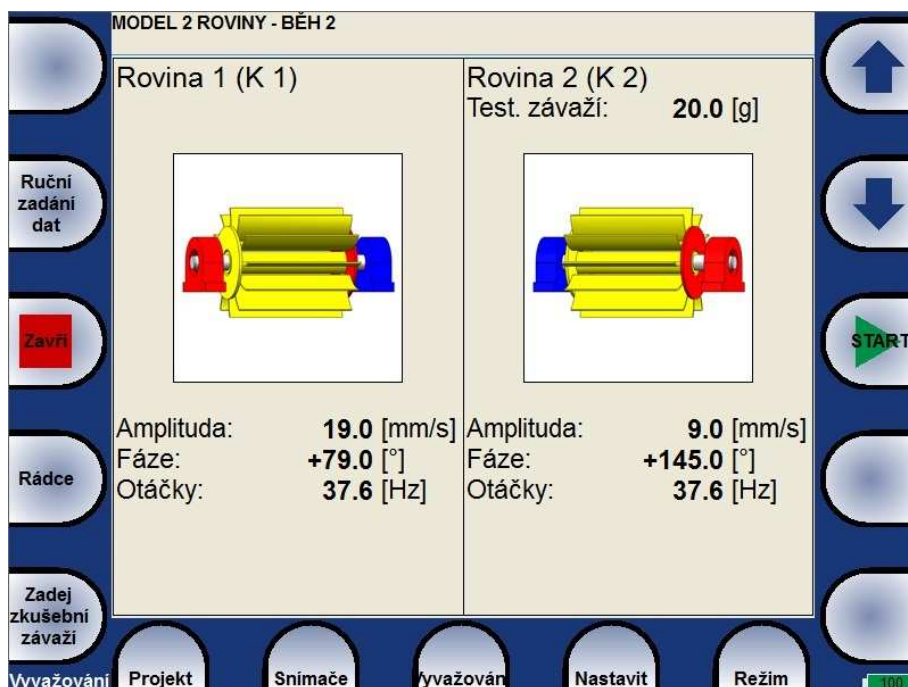
Obr. 6.4 Analyzátor měří hodnoty potřebné k dalšímu kroku (Amplituda, fáze, otáčky)

Následuje zastavení rotoru a do roviny číslo 1 umístíme zkušební závaží o známé hmotnosti v našem případě 20gramů. Spustíme rotor a znovu naměříme amplitudu a fázi na otáčkové frekvenci v obou rovinách. Provádíme 2. běh.



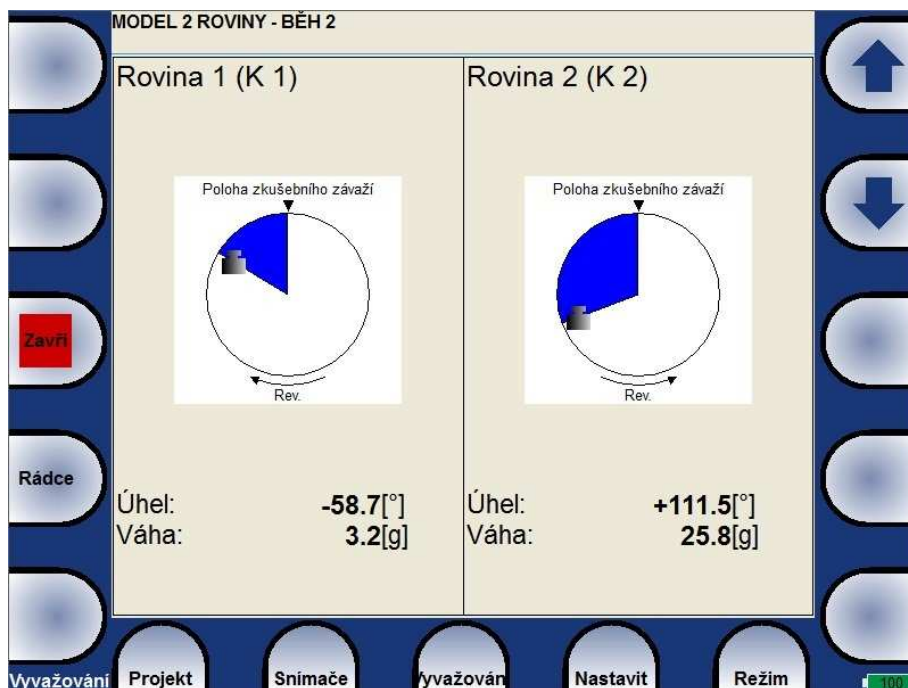
Obr. 6.5 měření amplitudy, otáček a fáze při působení testovacího závaží (20g) na kanálu 1

Po opětovném zastavení rotoru zkušební závaží z roviny jedna odstraníme a zaznačíme jeho pozici (nulový bod). Stejné měření provedeme se zkušebním závažím umístěným v rovině 2.



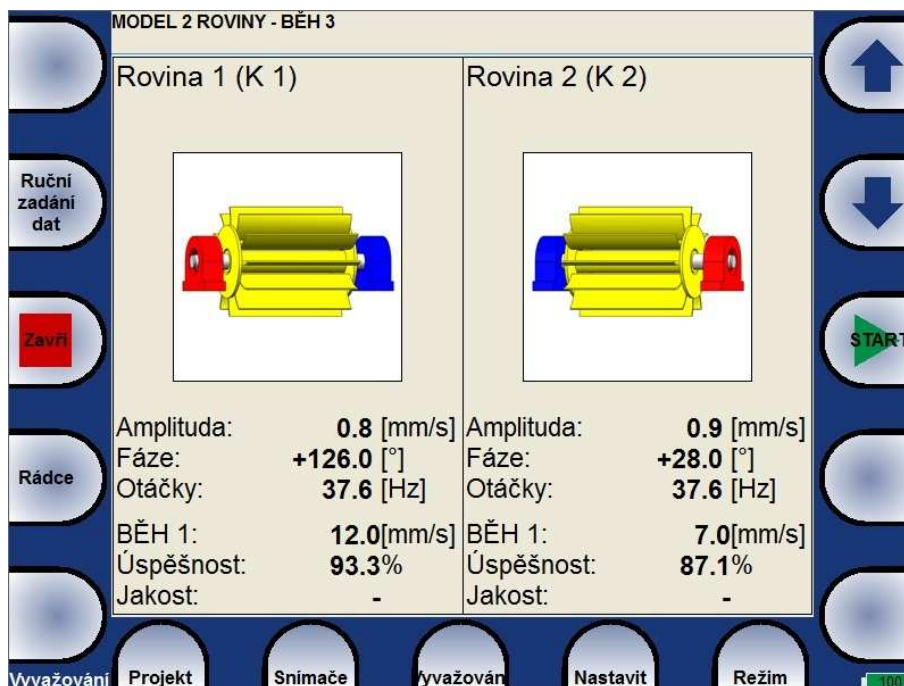
Obr. 6.6 měření amplitudy, otáček a fáze při působení testovacího závaží (20g) na kanálu 2

Po tomto druhém běhu již má přístroj dostatek informací aby vypočetl jak úhel umístění tak hmotnost výsledného závaží pro obě roviny.



Obr. 6.7 výsledek vyvažování: analyzátor udává, kolik gramů závaží máme vložit na vygenerovaný úhel, aby klesla hladina vibrací

Na displeji tedy přímo zjistíme jak vyvážit naši soustavu. V rovině 1 na snímači připojeném na kanálu 1 umístíme v úhlu  $-58,7^\circ$  (znaménko mínus znamená, že závaží umístíme protisměru rotace od nulového bodu) závaží o hmotnosti 3,2 gramů. V rovině 2 na kanálu 2 umístíme závaží v úhlu  $+111,5^\circ$  a bude vážit 25,8g. Poté opět spustíme vyvažovaný rotor a provedeme poslední tzv. kontrolní běh.



Obr. 6.8 display s hodnotami uvádějícími výsledek vyvažování

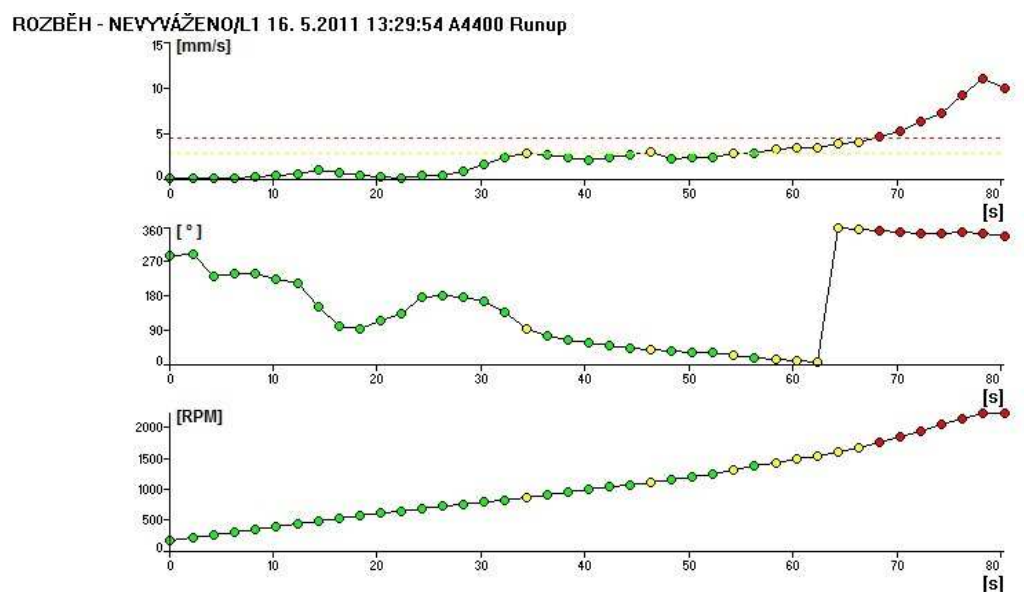
V našem případě můžeme rotor považovat za vyvážený. Hodnoty amplitudy 0.8 pro levou rovinu a 0.9 pro pravou rovinu jsou vyhovující. V případě potřeby dalšího snížení nevyvahy můžeme pokračovat pomocí dalších běhů, tentokrát již bez zkušebních závaží pouhým doplněním dalších vývažků na místa uzrčená přístrojem.



## 7 Měření vibračí rozběhu v modulu Run up

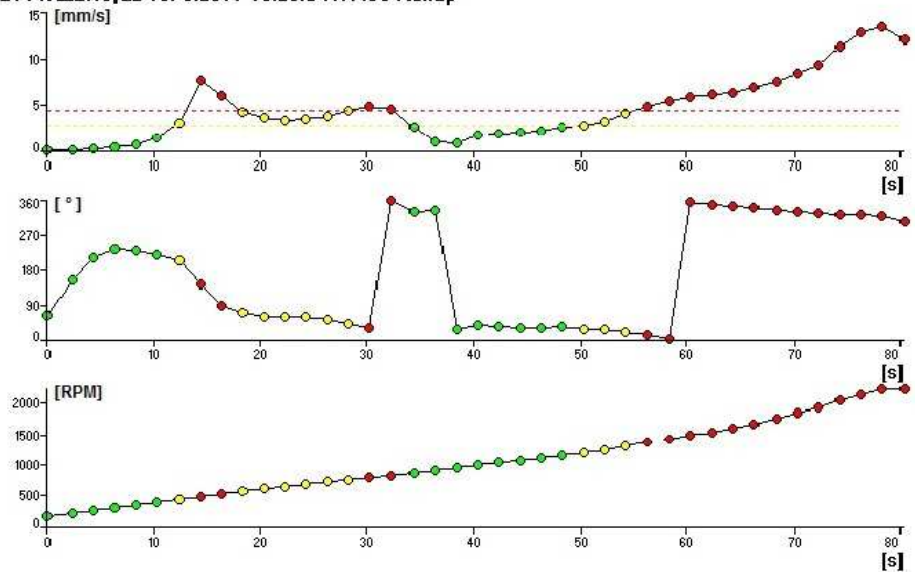
V modulu run-up nastavíme parametry, které ovlivňují měřítko, ve kterém budeme měřit a jednotky naměřených veličin. Stend potom, pomocí frekvenčního měniče přes který je zapojen v elektrické síti, rozběhneme z nulových otáček do maxima. Po celou dobu rozběhu snímáme vibrační signál, jehož výsledkem je tzv. rozběhová křivka. Na této křivce lze pozorovat přechod přes otáčky, které se populárně nazývají kritickými. Jejich vznik souvisí s rezonancí na vlastní frekvenci. Ta je dána konstrukcí stendu a jeho ukotvením. Rozběh budeme pro srovnání měřit před a po vyvážení (kapitola 5). Měříme na dvou ložiskových domcích.

### Rozběhová křivka před vyvážením:



Obr. 7.1 rozběhová křivka ložiska 1 před vyvážením. Amplituda kmitu, fáze a otáčky

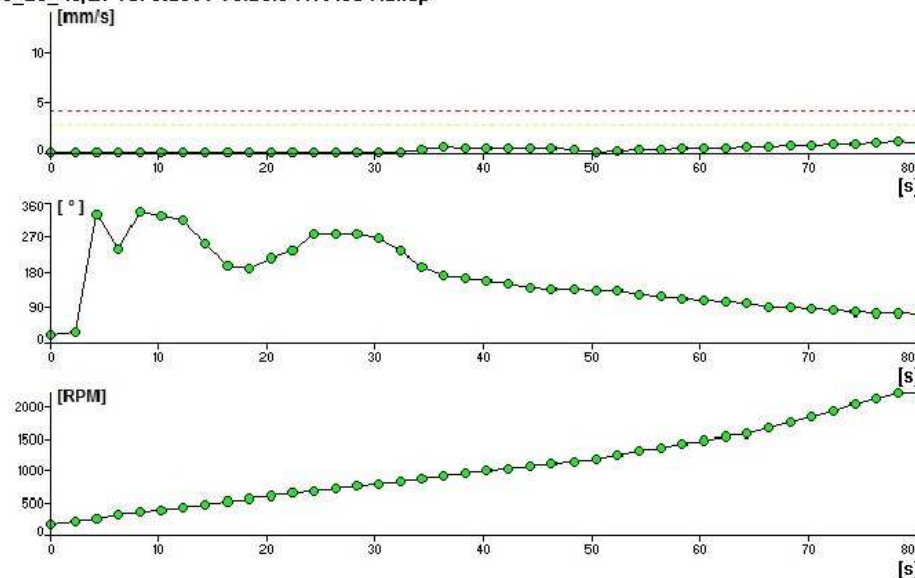
ROZBĚH - NEVYVÁŽENO/L2 16. 5.2011 13:29:54 A4400 Runup



Obr. 7.2 rozběhová křivka ložiska 2 před vyvážením. Amplituda kmitu, fáze a otáčky

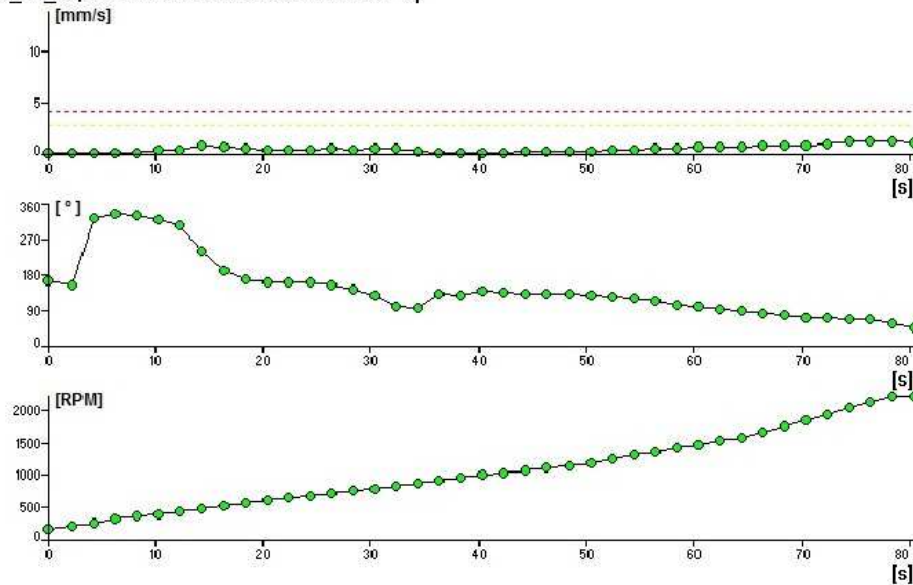
### Rozběhová křivka po vyvážení:

11\_05\_16\_13\_29\_49/L1 16. 5.2011 13:29:54 A4400 Runup



Obr. 7.3 rozběhová křivka ložiska 1 po vyvážení. Amplituda kmitu, fáze a otáčky

11\_05\_16\_13\_29\_49/L2 16. 5.2011 13:29:54 A4400 Runup



Obr. 7.4 rozběhová křivka ložiska 2 po vyvážení. Amplituda kmitu, fáze a otáčky

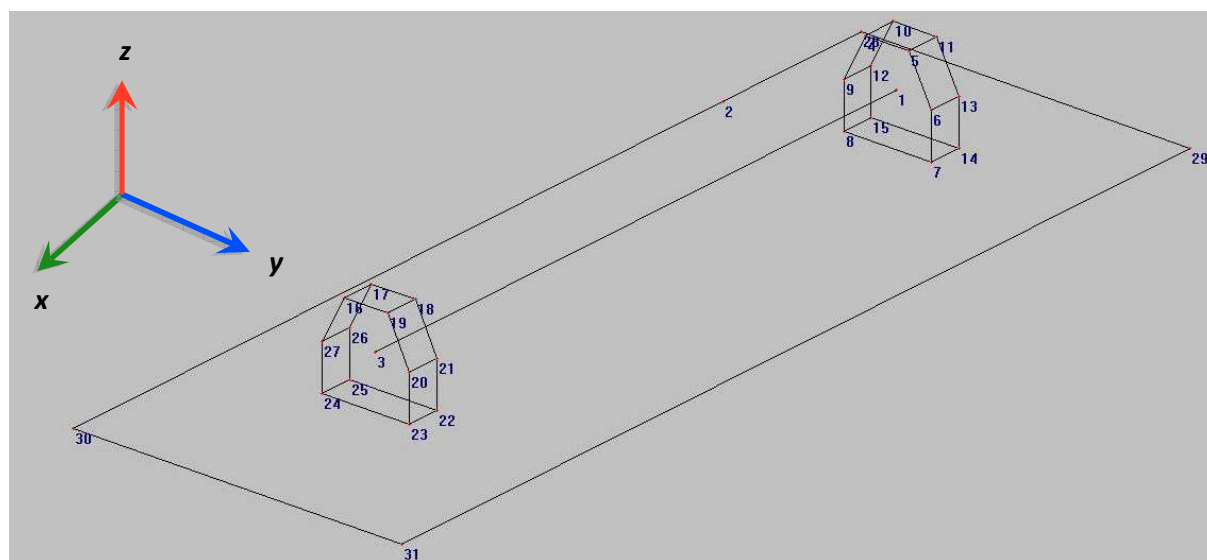
Ze srovnání obou křivek (před a po vyvážení) je patrné, že nevývaha má významný vliv na buzení vibrací způsobených v souvislosti s rezonanční frekvencí vyvažovaného rotoru. Zatímco před vyvážením byly amplitudy vibrací více než desetinásobně vyšší a fázová křivka značně nestabilní, po vyvážení se obě křivky sledovaných hodnot jeví téměř jako lineární bez větších výkyvů.

## 8 Vyhodnocení měření PTK

Metoda PTK slouží k odhalení závad stroje, které nelze zjistit klasickými metodami měření vibrací. Pomocí ní jsme schopni detekovat jak standardní vady jako mechanické uvolnění spoje konstrukce soustrojí, vůle ložisek v důsledku opotřebení, špatné uložení stroje, volné kotevní šrouby, tak i malou tuhost rámu stroje, vadné podloží základů stroje, apod., a znázornit kmity způsobené nejčastější příčinou vibrací nevývahou. Pro tyto typy závad se používá měření rychlosti vibrací ve frekvenčním pásmu do 1kHz.

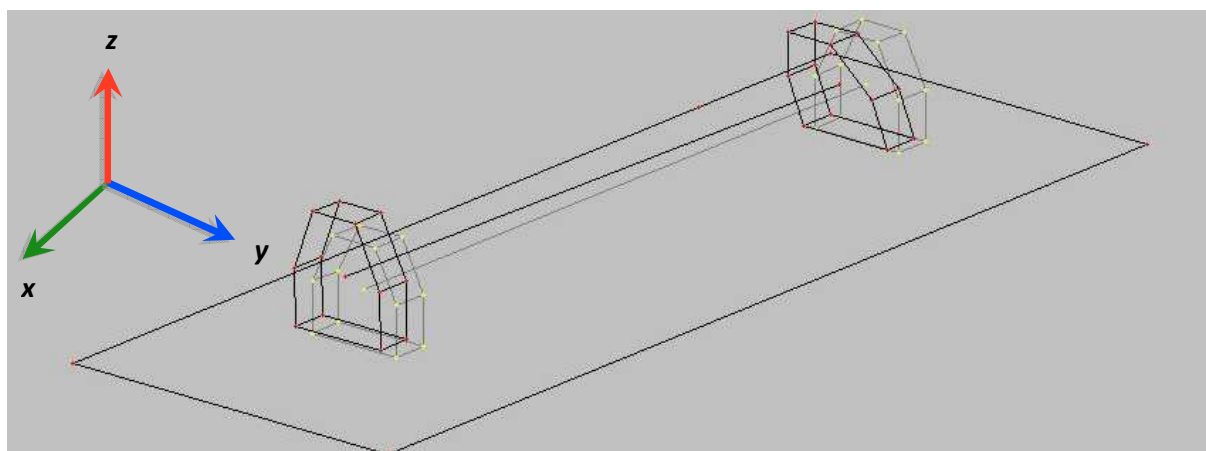
Metoda je schopna vyhodnotit vlastnosti celého stroje, čímž určí jeho provozní stav. Toto měření se nesoustředí jen na ty části stroje, které rotují. Snímací body jsou rozmístěny tak, aby schematicky vykreslily jednoduchý prostorový model. Body, jež tvoří tento model, jsou zároveň měřicí místa. V nich pak provádíme měření vibrací a to ve třech směrech. Díky poměrovému znázornění vibrací v těchto měřicích bodech pak můžeme zjistit, jak se chovají v provozu jednotlivé části stroje a vidíme jejich vzájemný pohyb. Na základě tohoto grafického znázornění lze pak například určit, v kterých místech je potřebné stroj vyztužit.

V našem případě je model vykreslen 31 body. Osa hřídele prochází ložiskovými domky v bodech číslo 1 a 3. V tomto bodě snímat vibrace nelze. Předpokladem je tuhé uložení. Tomuto bodu tedy přiřadíme stejná data jako bodům v jeho nejbližším okolí.

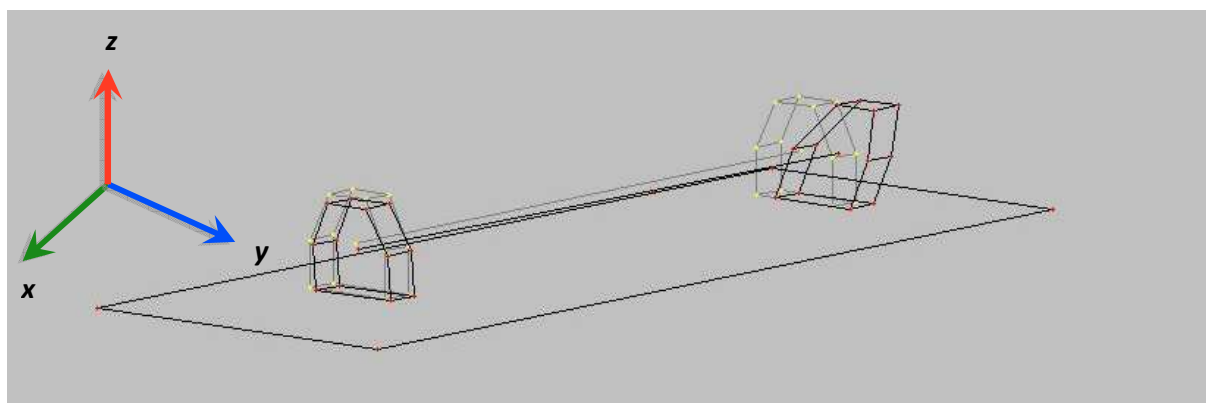


Obr. 8.1 schematický model složený ze 31 bodů

Dalším krokem je naměření dat v jednotlivých měřicích místech v již zmíněných třech osách. Získaná data vložíme do datové sady v programu PTK. Program pak v režimu animace vykreslí chování jednotlivých částí stroje. V našem případě ložiskových domků.



Obr.8.2 krajní poloha 1, výchylka vzdálenějšího domku se zdá být větší

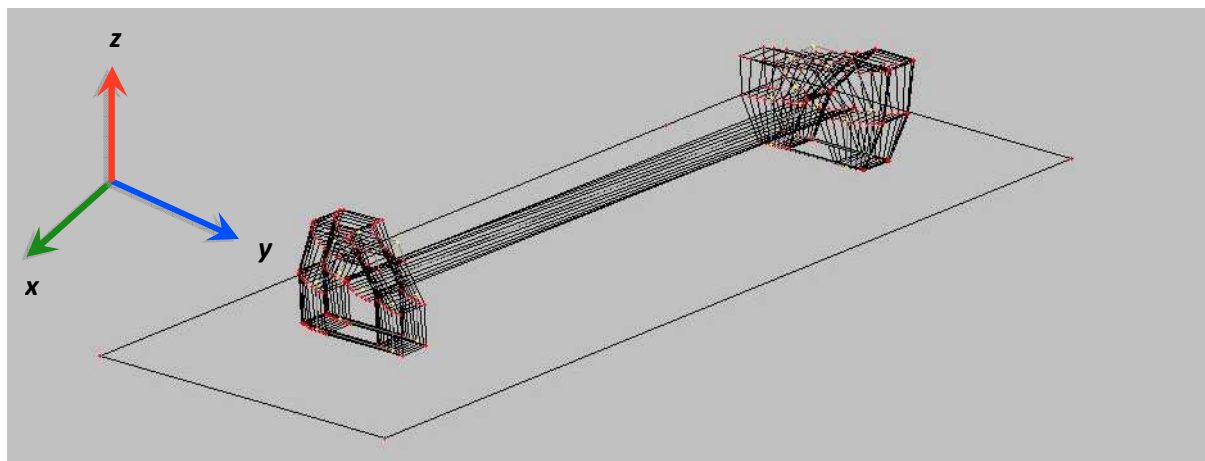


Obr.8.3 krajní poloha 2

Způsobů jak zobrazit toto měření je více. Na obrázcích 8.2 a 8.3 vidíme dvě krajní polohy, ve kterých se ložiskové domky pohybují. Další způsoby jsou pak na obrázcích 8.4, kde je vykreslení zvoleno vektorově, a dále pomocí orbit měřených bodů na obrázku 8.5. Pro srovnání uvedu hodnoty dvou bodů, ležících na levém a pravém ložiskovém domku. Z obrázku je patrné, které body mají největší amplitudu a pro mé srovnání tedy použiji body 18 a 11.

Bod 18: amplitudy v: ose x = 2,451 mm/s; ose y = 3,668mm/s; ose z = 0,217mm/s

Bod 11: amplitudy v: ose x = 2,404 mm/s; ose y = 3,249 mm/s; ose z = 0,314mm/s



Obr. 8.4 vektorové znázornění provozních tvarů kmitů



Obr. 8.5 orbity měřených bodů

Měření nám ukazuje vliv nevývahy na ložiskové domky. Jejich pohyb v protifázi svědčí o značné nevyváženosti středu rotoru, který je příčinou značného průhybu hřídele v závislosti na poloze těžkého bodu rotoru. Tento průhyb má za následek již zmíněný pohyb horních částí ložiskových domků směrem proti sobě.

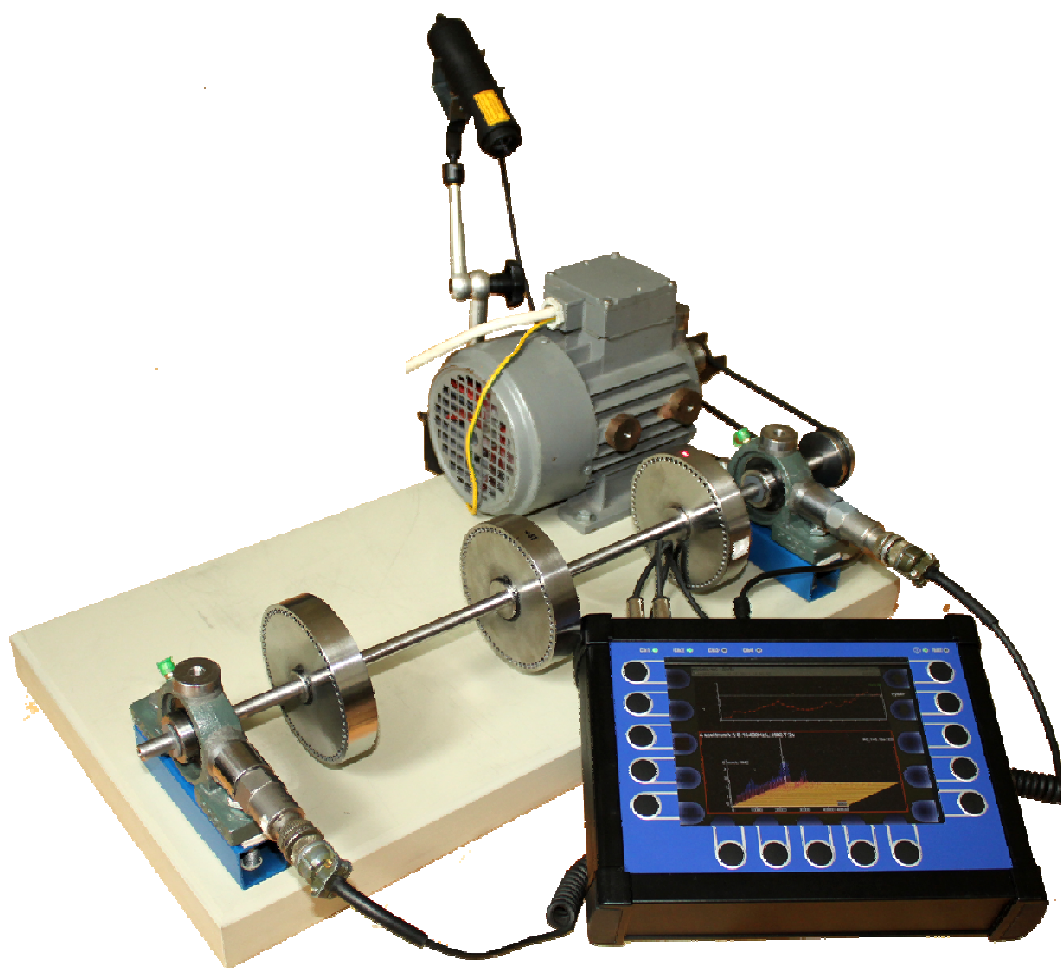
## **Závěr**

Výsledkem této práce je výukový stend určený pro simulaci provozních stavů turbíny. V několika předchozích kapitolách je stručně popsána základní problematika vibrační diagnostiky, mechanický návrh stendu a je zde uvedeno několik praktických úloh, které lze na tomto výukovém zařízení provést. Zvolené provedení, je jednoduché a přitom velice účelové. Malý průměr hřídele zaručuje nižší tuhost, tudíž je na stendu možné simulovat nevývahu a vytvořit podmínky pro simulaci prvního a druhého tvaru kmitu již při nízkých otáčkách. Díky možnosti přidávat na rotory závaží je taktéž možno provádět provozní vyvažování rotoru. Na stendu je dále možné simulovat provozní tvary kmitu, které se po zpracování pomocí softwaru zobrazí na trojrozměrném modelu, díky čemuž jsme schopni detekovat i nestandardní vady jako mechanické uvolnění, uvolněné ukotvení, vůle v ložiscích atd. Rotor je uložen ve valivých ložiscích, které jsou v ložiskových domcích. Ty mohou být také předmětem zkoumání, protože snímače vibrací jsou umístěny přímo na ložiskových domcích a snímané vibrace jsou z hřídele přenášeny právě pomocí ložiska. Za použití záměrně narušeného ložiska s konkrétní vadou můžeme simulovat a snímat vibrace generované na frekvenci pocházející z vady ložiskových elementů, odvalování se elementů po poruše na povrchu vnějšího nebo vnitřního kroužku ložiska či vady klece valivých elementů.

Na obrázku 8 je zobrazena kompletní sestava výukového stendu s měřicím přístrojem i připojenými snímači. Vývoj této studijní pomůcky zdaleka neskončil. Další etapa vývoje se týká možnosti simulace a snímání tvarů kmitu hřídele.

## **Poděkování**

Závěrem bych rád poděkoval mému otci Tomáši Riplovi za trpělivost a znalosti, které nás dovedly až ke zdárnému cíli. Také bych chtěl poděkovat firmě Adash, jejichž snímači a analyzátory jsme mohli provést poslední měřicí část této práce a na jejichž půdě byl výukový stend sestaven.



Obr. 8 stend se snímači, laserovým snímačem otáček a analyzátořem



## Seznam použité literatury

- [1] Bruce M. Basaraba and James A. Archer, *IPT's ROTATING EQUIPMENT TRAINING MANUAL, Machinery Reliability and Condition Monitoring* 1995 Canada, ISBN 0-920855-28-8
- [2] James I. Taylor, *The vibration analysis handbook* 1994 Tampa, FL 33611, ISBN 0-9640517-0-2
- [3] HELEBRABT, F. ZIEGLER, J: *Technická diagnostika a spolehlivost II – vibrodiagnostika* VŠB-TU, Ostrava 2004, 1. Vydání, 178 s., ISBN 80-248-0650-9.
- [4] MILÁČEK, S.: měření a vyhodnocování mechanických veličin. ČVUT v Praze 2001, 231 s., ISBN 80.01-20417-2
- [5] Podkladové materiály firmy ADASH s.r.o.